



**Universidad Nacional Mayor de San Marcos**  
Universidad del Perú. Decana de América  
Facultad de Ciencias Físicas  
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Cálculo de un sistema contraincendio para una planta  
de generación de energía en la industria láctea**

**TESIS**

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

**AUTOR**

César Humberto QUISPE GAMARRA

**ASESOR**

Dr. César Alejandro QUISPE GONZÁLES

Lima, Perú

2019

## **Dedicatoria**

El presente trabajo de investigación lo dedico a Dios y a mis padres por su  
apoyo incondicional en cada momento de mi vida.

Cesar

## **Agradecimientos**

A Dios por darme la oportunidad de vivir, por darme salud y cuidar a las personas que más amo, por darme la tranquilidad para asumir cada nuevo reto que me depare la vida y poder superarlo de manera exitosa.

A mis padres Humberto y Elizabeth por su apoyo incondicional, por educarme en un hogar lleno de amor, por enseñarme a nunca bajar los brazos, a esforzarme por las metas que quiero conseguir.

A mi novia Yessenia por haber caminado de la mano conmigo en cada momento difícil de mi vida, por ser mi soporte ante las adversidades que puedan presentarse, por estar siempre a mi lado con una palabra de aliento.

A mis maestros, por haber confiado en mí y brindarme todo el conocimiento que puedan tener, para lograr a ser un excelente profesional.

## Resumen

En el presente trabajo de investigación se realizó paso a paso el cálculo hidráulico y la selección de los equipos del sistema de bombeo de la red contra incendio en una planta de cogeneración en la industria láctea, la disposición de los equipos en dicha planta fueron tomados en base a la Normas NFPA 850 y considerando que es una planta cogeneradora, ya que aprovecha la energía térmica saliente de la turbina para alimentar de vapor a equipos de pasteurización, el fin de este trabajo es diseñar un sistema contra incendio para esta planta siguiendo los conceptos básicos de hidráulica para una red de tuberías respetando las Normas NFPA donde señalan las consideraciones más importantes a tener en cuenta al momento del dimensionamiento y la selección de los materiales más idóneos para este tipo de aplicación. A través del cálculo hidráulico de toda la red de tuberías para este sistema se obtuvo el punto de operación del sistema de bombeo igual a  $Q = 2500$  Gpm,  $ADT = 140$  psi. Dicho punto nos permitió seleccionar el equipo más adecuado para esta aplicación siguiendo parámetros de selección.

El sistema contra incendio constara de un cuarto de bombas subterráneo el cual tendrá una Bomba contra incendio del tipo Carcaza Partida que fue seleccionada de acuerdo al punto de operación calculado, una red de rociadores del tipo up right y una red de gabinetes tipo III a lo largo de todo el área construida, Se realizó todo el cálculo hidráulico considerando el tipo de riesgo extra II para todo el establecimiento, siguiendo los conceptos básicos de pérdidas de carga primarias y secundarias para nuestra área de diseño.

## Abstract

In the present work of investigation was carried out step by step the hydraulic calculation and the selection of the equipment of the system of pumping of the network against fire in a cogeneration plant in the dairy industry, the disposition of the equipment in said plant were taken in Based on the NFPA 850 Standards and considering that it is a cogeneration plant, since it uses thermal energy from the turbine to feed steam to pasteurization equipment, the aim of this work is to design a fire-fighting system for this plant following the concepts Basic hydraulics for a network of pipes respecting the NFPA Standards where they indicate the most important considerations to take into account at the time of sizing and the selection of the most suitable materials for this type of application. Through the hydraulic calculation of the entire pipe network for this system, the operating point of the pumping system was obtained equal to  $Q = 2500$  Gpm,  $ADT = 140$  psi. This point allowed us to select the most suitable equipment for this application following selection parameters.

The fire protection system will consist of an underground pump room which will have a Split Case Fire Pump that was selected according to the calculated operation point, a sprinkler network of the right up type and a network of type III cabinets as throughout the entire built area, the entire hydraulic calculation was carried out considering the type of extra risk II for the entire establishment, following the basic concepts of primary and secondary load losses for our design area.

## Tabla de Contenidos

Capítulo 1 .....	1
1.1 Generalidades .....	1
1.2 Problemática y problema a solucionar .....	2
1.3 Objetivos .....	3
1.3.1 Objetivo general .....	3
1.3.2 Objetivos específicos .....	3
1.4 Limitaciones del tema .....	4
Capítulo 2 .....	5
2.1 Definición básica de un fluido .....	5
2.2 Flujo en tuberías .....	5
2.3 Parámetros hidráulicos del flujo en tuberías .....	6
2.3.1 Caudal .....	6
2.3.2 Presión .....	7
2.4 Ecuación de continuidad .....	7
2.5 Ecuación de Bernoulli .....	8
2.6 Información General de una Central Térmica .....	9
2.7 Conceptos básicos de un Sistema contra incendio .....	10
2.7.1 Cuarto de bombas .....	11
2.7.1.1. Características principales de la bomba contra incendio .....	13
2.7.1.2. Características hidráulicas de la bomba contra incendio .....	15
2.7.2. Sistema de gabinetes contra incendio .....	15
2.7.3 Sistema de valvulas de bomberos .....	16
2.7.4. Sistema de rociadores .....	16
2.7.5. Línea Siamesa .....	20
2.8 Consideraciones a tener en un Sistema contra incendio .....	20
2.8.1. Tipos de riesgo .....	20
2.9 Cálculos Hidráulicos del sistema contra incendio .....	21
2.9.1 Caudal Total de un Sistema contra incendio .....	22
2.9.1.1 Caudal para gabinetes contra incendio .....	22
2.9.1.2 Caudal inicial para sistema de rociadores .....	23
2.9.2 Altura dinámica total inicial para sistema de rociadores .....	25
2.9.3 Pérdidas primarias en sistema de tuberías .....	26
2.9.4 Pérdidas secundarias en sistema de tuberías .....	27
2.9.5 Pérdidas totales en un tramo de tubería .....	27
2.9.6 Velocidad de flujo .....	27
Capítulo 3 .....	28
3.1 Condiciones iniciales .....	28
3.2 Datos iniciales .....	31
3.3 Metodología de cálculo .....	31
3.4 Cálculos de ingeniería .....	31

	v
3.4.1 Cálculo del área de diseño.....	31
3.4.2 Cálculo del caudal para gabinetes .....	33
3.4.3 Cálculo del caudal inicial para sistema de rociadores .....	34
3.4.4 Cálculo del ADT inicial para sistema de rociadores .....	35
3.4.5 Distribución del sistema de rociadores en área de diseño .....	36
3.4.6 Cálculo hidráulico por tramos del sistema de rociadores.....	38
3.5 Discusion de Resultados .....	65
Conclusiones .....	68
Recomendaciones .....	70
Referencias.....	71
Anexos .....	72
Anexo A: Data sheet de la bomba contra incendio seleccionada .....	72
Anexo B: Planos sanitarios del sistema contra incendio .....	74

**Lista de tablas**

Tabla 2.1. Temperatura de activacion del rociador.....	14
Tabla 2.2. Requerimientos del caudal según riesgo.....	19
Tabla 2.3. Valores de diametro interno para tuberías .....	22
Tabla 2.4. Valores de coeficiente C para ecuacion Hazen Williams.....	22
Tabla 2.5. Longitudes equivalentes para tuberia cedula SCH 40 .....	23
Tabla 3.1. Longitud – Diametros por tramos de tuberia de red contra incendio .....	33
Tabla 3.2. Valores de presion y caudal por tramos.....	49
Tabla 3.3. Curva de operación del sistema .....	52

**Lista de figuras**

Figura 2.1 Comportamiento de un flujo en tuberías .....	5
Figura 2.2 Esquema Termodinámico de Ciclo Rankine .....	9
Figura 2.3 Instalacion de un cuarto de bombas para un sistema contra incendio .....	9
Figura 2.4 Condiciones de la curva caracteristica de una bomba contra incendio .....	12
Figura 2.5 Temperatura de activacion de los rociadores .....	16
Figura 2.6 Tipos de rociadores automaticos .....	17
Figura 3.1 Plano de Disposición de Central de Cogeneración Láctea .....	25
Figura 3.2 Curva de Area/Densidad.....	27
Figura 3.3 Área de diseño del sistema de rociadores.....	31
Figura 3.4 Área total de sistema de rociadores .....	32
Figura 3.5 Curva de operación de sistema contra incendio .....	53
Figura 3.6 Curvas características de bomba contra incendio.....	54



## **CAPÍTULO 1 – INTRODUCCION E INFORMACION GENERAL**

### **1.1. Generalidades**

Actualmente en nuestro país se presentan siniestros de incendios con una alarmante cifra que va en aumento año tras año, siendo un caso especial los accidentes ocurridos en el sector industrial y de producción, donde la tasa de sucesos de este tipo es más probable, ya sea por las constantes negligencias de los colaboradores como también por los trabajos de alto riesgo que estos se elaboran.

Ante esto, las empresas nacionales e internacionales tienen como prioridad implementar sistemas de detección y extinción de incendios con el fin de mitigar los daños que puedan llegar a producirse en cualquier día de laboro.

En el caso especial de las plantas del sector lácteo, se ve un mayor índice de implementaciones de pequeñas centrales de cogeneración con el fin de autoabastecerse de energía eléctrica y térmica para sus diversos procesos de gran demanda, es por eso que es importante tener el conocimiento necesario de normas de seguridad, siendo un caso especial los sistemas contra incendio, ya que el índice de riesgo al que una empresa se expone al instalar una planta generadora dentro de su fábrica es de vital consideración.

Siendo Perú un país con grandes industrias de este sector, se consideró profundizar un poco en la investigación de este trabajo, realizando una disposición modelo de una planta de cogeneración en el sector lácteo, con el fin de mostrar con mayor claridad, la importancia del conocimiento de los parámetros principales.

## **1.2. Problemática y problema a solucionar.**

La problemática de este trabajo de investigación es que no hay mucho conocimiento de redes de protección contra incendio en plantas térmicas de cogeneración, teniendo en cuenta también el creciente número de siniestros de esta clase en el último año; es por ello que estos sistemas contra incendio son cada vez más necesarios y requeridos en el mercado peruano y Latinoamericano.

Algunos ejemplos de incendios recientes que se han dado en nuestro país podrían ser el que se desencadenó en el año 2016 en la fábrica de empaques Pamolsa, el cual fue de gran magnitud, también cabe recordar el siniestro que ocurrió el 2015 en la Planta Térmica de Chilca, entre muchas otros ejemplos más; otra problemática importante vendría a ser los altos riesgos que se adquieren en la implementación de una planta térmica, debido a la cantidad de compuestos inflamables que pueden haber dentro de esta, además de las altas temperaturas en la que el recinto se encuentra.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo General**

El objetivo general es realizar el cálculo hidráulico y la selección de equipos del sistema de bombeo de una red contra incendio para una planta térmica en la industria láctea.

#### **1.3.2. Objetivos específicos**

- a.** Considerar todos los parámetros y equipos a instalar en la planta térmica propuesta.
- b.** Realizar un inventario de equipos y riesgos posibles del sistema de generación de energía
- c.** Seleccionar el área de diseño siguiendo la normativa NFPA mediante el método Densidad/Área.
- d.** Realizar el cálculo hidráulico de la red de tuberías para obtener el caudal y la altura requerida para nuestro sistema.
- e.** Graficar la curva del sistema de acuerdo a los cálculos obtenidos.
- f.** Seleccionar el equipo de bombeo más adecuado que cumpla el punto de operación del sistema.
- g.** Verificar que el equipo seleccionado cumpla los parámetros NFPA para una bomba contra incendio.
- h.** Realizar el cálculo del NPSH disponible de la bomba y verificar que no tenga problemas de cavitación.

#### **1.4. Limitaciones del tema**

Este trabajo de investigación se limitará a realizar los cálculos hidráulicos y la selección de equipos del sistema de bombeo de una red contra incendio para una planta térmica. Siguiendo sólo un desarrollo hidráulico, sin abordar aspectos referidos al impacto ambiental, costos, diseños u otros del sistema mencionado.

## CAPÍTULO II – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Para realizar este trabajo de investigación es obligatorio tener bien claro los conceptos generales de la Mecánica de Fluidos, la hidráulica, la termodinámica, la aerodinámica y vemos que a medida que más conocimientos adquirimos podemos entender de una manera más clara cómo se comportan los fluidos.

En esta oportunidad desarrollaremos los fundamentos teóricos más relevantes para la comprensión del cálculo hidráulico de una red de tuberías y selección de equipos de bombeo para un sistema contra incendio.

### 2.1. Definición básica de un fluido

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente al ser sometido a un esfuerzo tangencial por más pequeño que este sea. Cengel y Cimbala (2006)

En la mayor parte de ingeniería analizamos su comportamiento de manera macroscópica, es decir de una manera global o promedio por ello consideraremos que el fluido está idealmente compuesto de una sustancia infinitamente divisible es decir, como un continuo y no nos preocuparemos del comportamiento molecular de sus partículas.

### 2.2. Flujo en tuberías

Según Cengel y Cimbala (2006, p.322) “Se denomina flujo en tuberías cuando el fluido se transporta por un conducto que está totalmente lleno de fluido” y el flujo se impulsa principalmente mediante la diferencia de presión.

Potter y Wiggert (2002) consideran un fluido que entra en una tubería circular a una velocidad uniforme. Debido a la condición de no deslizamiento, las partículas del fluido en la capa en contacto con la superficie de la tubería se detienen por completo, ésta

capa también provoca que las partículas de las capas adyacentes frenen gradualmente como resultado de la fricción, la velocidad del fluido en la sección media de la tubería tiene que aumentar para mantener constante la razón del flujo, dando como resultado que a lo largo de la tubería se cree un gradiente de velocidad tal como sea muestra en la Figura 2.1.

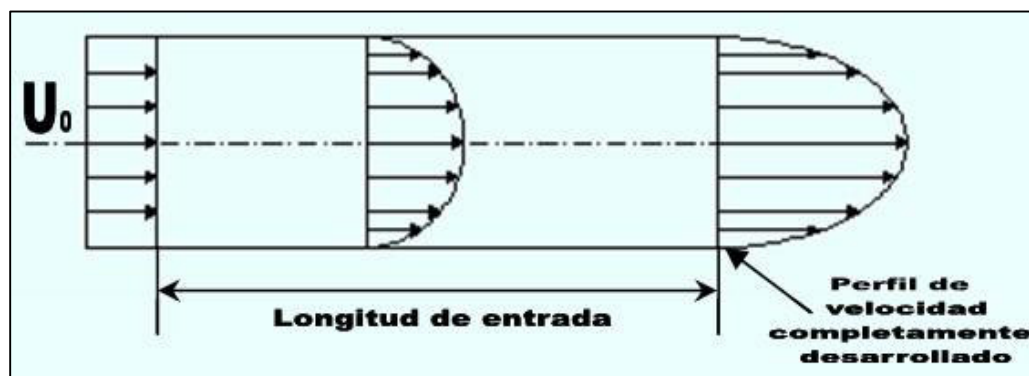


Figura 2.1. Comportamiento de un flujo en tuberías.

Fuente: Adaptado de Cengel y Cimbala (2006)

## 2.3. Parámetros hidráulicos del flujo en tuberías

Todo flujo en tuberías posee parámetros hidráulicos cuantitativos (tales como la masa, volumen, densidad, caudal, presión, etc.) y cualitativos (tales como el olor, color, estado, dureza, etc.), a partir de los cuáles podemos desarrollar toda la ingeniería para una aplicación determinada del fluido.

### 2.3.1. Caudal

Mott (2006, p.171) indica que “el caudal es el volumen de un fluido que atraviesa una determinada sección en un tiempo determinado”, dicho flujo se puede obtener mediante la velocidad del fluido por el área de la sección atravesada, o también mediante el volumen de fluido que atraviesa el área en un determinado tiempo.

$$Q = \int V dA = \bar{V} A$$

(2.1)

Donde:

$Q$  = Caudal de fluido.

$\bar{V}$  = Velocidad media del fluido.

$A$  = área transversal por donde atraviesa el fluido.

### 2.3.2. Presión

Cengel y Cimbala (2006, p.68) indican que “la presión es la acción de una fuerza perpendicular que actúa sobre una determinada área de trabajo”, dicha unidad nos permite calcular valores de resistencia en componentes de equipos.

En fluidos la presión que se ejerce en un fluido es la resultante de la profundidad a la cuál se encuentra el punto con la gravedad específica del fluido.

$$P = \gamma \cdot h \quad (2.2)$$

Donde:

$P$  = Presión hidrostática.

$\gamma$  = peso específico.

$h$  = profundidad bajo la superficie del fluido.

### 2.4. Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de conservación de la masa:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \int p dV + \int p V dA = 0$$

Definición de tubo de corriente: superficie formada por las líneas de corriente.

Corolario 1: no hay flujo a través de la superficie del tubo de corriente.

Corolario 2: solo hay flujo de corriente si  $V$  es diferente de 0.

Considerando un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de una corriente de fluido, por unidad de tiempo es constante por ello tenemos que la ecuación de continuidad se puede expresar como:

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 = cte \quad (2.3)$$

Considerando un fluido incompresible,  $\rho_1 = \rho_2$  que es el caso general tratándose de agua, se tiene:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (2.4)$$

O de otra forma:

$$Q_1 = Q_2 \quad (2.5)$$

De aquí la conclusión que el caudal que entra es igual al caudal que sale en una tubería, esto se cumple cuando entre dos secciones de la conducción no se acumula masa, es decir, siempre que el flujo sea permanente y el fluido sea incompresible, por lo tanto su densidad será constante.

En general la geometría del conducto es conocida, por lo que el problema se reduce a estimar la velocidad media del fluido en una sección dada.

## 2.5. Ecuación de Bernoulli

El principio de Bernoulli para efectos de aplicación no es sino la formulación, a lo largo de una línea de flujo, de la ley de conservación de la energía, para un flujo ideal, con rozamiento. Cengel y Cimbala (2006)

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + \text{Perdidas}_{1-2} \quad (2.6)$$



$$(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} + \frac{(P_1 - P_2)}{\rho g} = \text{Perdidas}_{1-2}$$

Donde:

V = velocidad

P = presión

g = aceleración de la gravedad

p = densidad del fluido.

## 2.6. Información General de una Central térmica

Las Centrales térmicas son instalaciones que funcionan en base al Ciclo Rankine, donde se genera energía mecánica para mover el rotor de un generador con la finalidad de propiciar la transformación del movimiento en energía eléctrica;

A continuación, se detallará los procesos del ciclo:

### - Proceso de compresión 1 – 2

Se genera un flujo de agua de alimentación en estado de líquido saturado y se hace pasar este por una bomba para así elevar la presión de manera isoentrópica hasta la presión de operación de la caldera.

### - Proceso de Calentamiento en la Caldera 2-3

El agua entra a la Caldera que se encarga de transferir calor como al líquido comprimido para posteriormente transformarlo a estado vapor saturado o vapor sobrecalentado.

### - Proceso de Expansión en la Turbina 3-4

El vapor entra en la turbina para expandirse de forma isoentrópica produciendo trabajo y por ende haciendo girar el eje de la turbina que está conectado al eje del generador eléctrico, el vapor ya expandido y con una mucho menor presión sale de la turbina en estado de vapor húmedo.

### - Proceso de Condensación 4 - 1

El vapor húmedo llega al condensador para ceder calor al agua de enfriamiento que se utiliza, el agua de enfriamiento calentada circula en una torre de enfriamiento para que recupere la temperatura requerida en el condensador, mientras que el fluido de trabajo ya condensado se hace llegar a la bomba de alimentación cerrando así el ciclo Rankine que se podrá observar en la Figura 2.2.

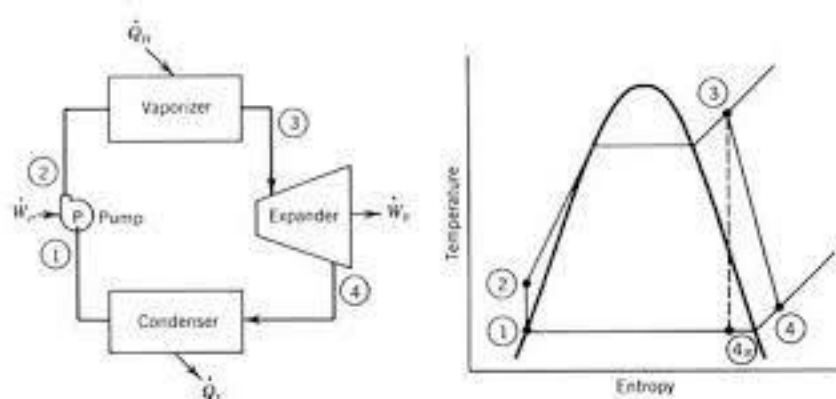


Figura 2.2: Esquema Termodinámico del Ciclo Rankine y Diagrama  $T$  vs  $S$   
Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards. "Termodinámica" sexta edición

## 2.7. Conceptos básicos de un sistema contra incendio

Como ya hemos visto en los conceptos anteriores el fluido es una sustancia que tiene parámetros determinados que son calculados para una determinada aplicación y así poder aprovechar al máximo sus características físicas y químicas.

En el caso del concepto básico de flujo de tuberías que vimos previamente ahora realizaremos un análisis más profundo para una aplicación real, trabajaremos y entenderemos cómo se comporta el fluido en el desarrollo de una red de tuberías para un sistema contra incendio.

Se denomina un sistema contra incendio a una red de tuberías, equipos y diversos componentes que permiten mitigar y/o apagar el fuego en una determinada área ante la presencia de un incendio.

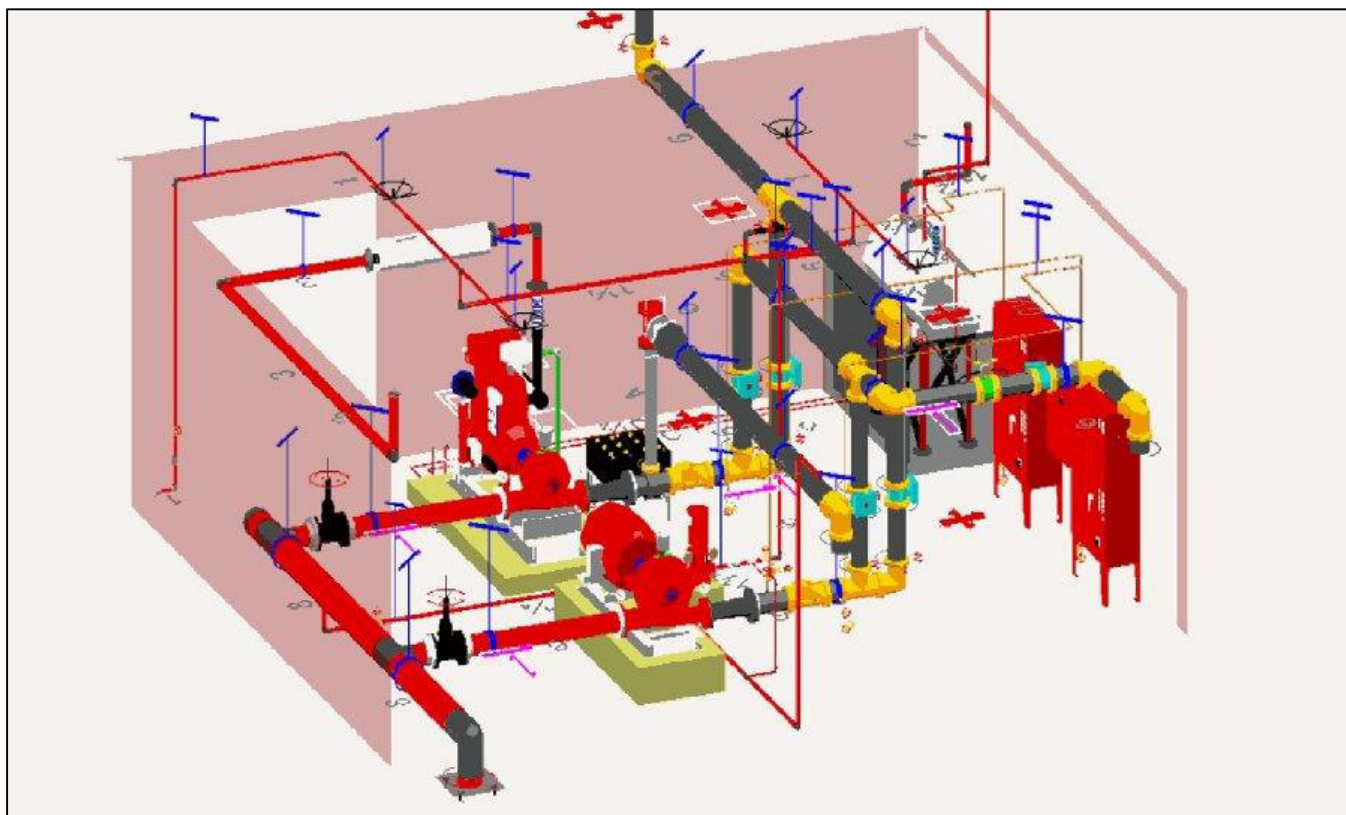
Un sistema contra incendio está compuesto por distintos tramos de tuberías, cada una de éstas posee una determinada tarea.

#### **2.7.1. Cuarto de bombas:**

El cuarto de bombas es el corazón de un sistema de protección contra incendio, en su interior se encuentra el equipo que permite transportar el agua de una cisterna hacia toda la red de tuberías, este equipo es la bomba principal contra incendio la cual tiene la misión de garantizar el caudal y la presión necesaria en todo el sistema, cuando éste lo requiera.

Dicho equipo se selecciona de acuerdo a la necesidad que tenga nuestro sistema, es decir se requiere un previo cálculo hidráulico de toda nuestra red de tuberías para poder seleccionar un equipo que nos permita asegurar el óptimo funcionamiento del sistema.

Los componentes básicos de un cuarto de bombas se muestran en la Figura 2.2.



*Figura 2.3. Instalación de un cuarto de bombas para sistema contra incendio*

Fuente: Elaboración propia basado en los planos del proyecto Torre del Parque.

- A. Bomba principal:** es la que tiene la función esencial de abastecer de agua a la presión y caudal necesario que requiere el sistema.
- B. Bomba Jockey:** realiza la función de presurizar el sistema cuando se presente pequeñas caídas de presión en la red del Sistema contra incendio.
- C. Tableros de control:** son los tableros eléctricos y electrónicos que controlan, gestionan el correcto funcionamiento de las bombas.

El sistema de bombeo para un sistema de protección contra incendio tiene las siguientes características:

- Uso exclusivo en la protección contra incendio.
- Tienen un funcionamiento manual y automático.

- Se prueba constantemente de acuerdo a la norma NFPA 25.
- Nos da una señalización de diagnóstico y monitoreo, descensos de presión, fallas de alimentación, bajo nivel de combustible entre otras fallas que pueda tener el sistema de bombeo.
- El funcionamiento de las bombas puede ser por electricidad o a diésel.
- Vinculación a grupo electrógeno que garantice la disposición de energía eléctrica ante la interrupción o ausencia del suministro eléctrico público.

#### **2.7.1.1. Características principales de la bomba contra incendio**

- Las bombas usadas en la protección contra incendio deberán contar con certificación UL/FM.
- UL es la abreviación de “Underwriters Laboratories”, quiénes son una compañía internacional de seguridad y certificación de productos. En el caso de los productos de protección contra incendios, esta compañía certifica que el funcionamiento de las tuberías, accesorios y equipamiento será conforme ciertos estándares probados que garantizan el correcto funcionamiento de los mismos durante un incendio.
- FM es la abreviación de “Factory Mutual”, compañía aseguradora que se presenta a sí misma como proveedor de soluciones de aseguranza “a prueba de fallos” (seamless). Para tales fines, posee un programa de acreditaciones (Certificaciones de cumplimiento o CoC, por sus siglas en inglés) cuyo objetivo final es disminuir los riesgos obtenidos por distintas amenazas; entre ellas, los incendios.

- Los motores aceptables para bombas contra incendio son: los motores eléctricos, motores diésel, Turbinas de Vapor.
- El acoplamiento del motor con la bomba debe realizarse en Fábrica.
- En la bomba contra incendio, el motor y el controlador deberán estar protegido contra una posible interrupción del servicio eléctrico, contra explosiones, inundaciones, terremotos congelamiento y otras condiciones adversas.
- Los equipos de bombeo que se encuentren dentro de las instalaciones deberán estar separadas de todas las áreas del edificio por medio de paredes resistentes al fuego de por lo menos dos horas.
- El cuarto de bombas debe estar a una temperatura mayor a 4°C.
- La válvula de alivio deberá instalarse en el lado de la descarga de la bomba antes de la válvula de retención de descarga. Deberá proveer flujo suficiente de agua para prevenir que la bomba se sobrecaliente cuando opere sin descarga.
- El cuarto de bombas debe estar convenientemente ventilado, sobre todo si las bombas son diésel, y se deben haber previsto sistemas de drenaje.
- Las válvulas sostenedoras de presión de la bomba jockey deberán tener capacidades nominales no menores que cualquier rango de goteo.
- No se debe utilizar una bomba principal para sostener la presión del sistema.

### 2.7.1.2. Características hidráulicas de la bomba contra incendio

La bomba contra incendio debe ser capaz de suministrar el 150% de su caudal nominal a un 65% de su presión nominal y, a caudal cero, la presión no debe alcanzar más del 140% de su presión nominal. NFPA 20 (2013)

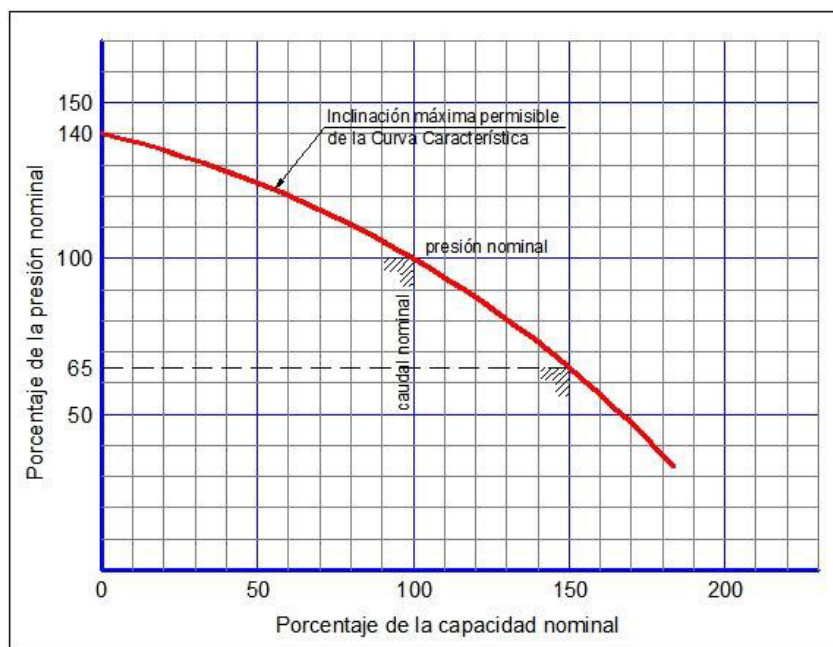


Figura 2.4. Consideraciones en la curva característica de una bomba contra incendio

Fuente: Elaboración propia siguiendo referencia NFPA 20.

### 2.7.2. Sistema de gabinetes contra incendio

El sistema de gabinetes es una red de tuberías que sale del cuarto de bombas de manera vertical y abastece de agua a todos los gabinetes contra incendio que posee nuestra edificación. Los gabinetes contra incendio cuentan en su interior con una manguera contra incendio que puede ser manipulado por personal previa capacitación de manejo y uso.

De ésta manera ante un siniestro podemos mitigar el fuego haciendo uso de éstas mangueras.

### **2.7.3. Sistema de válvulas de bomberos**

Además de los gabinetes contra incendio que puede poseer nuestro proyecto el cuarto de bombas también abastece de agua a las válvulas de bombero como su nombre lo dice esta red de tubería desemboca en las válvulas angulares que sólo pueden ser manipuladas por los bomberos debido a la gran presión y caudal que acumulan estas válvulas normalmente se encuentran en las escaleras de emergencia entre las puertas cortafuego de cualquier edificación.

### **2.7.4. Sistema de Rociadores.**

Se denomina un sistema de rociadores al conjunto de tuberías que están interconectadas entre sí para poder transportar agua desde la cisterna de abastecimiento hasta cada punto que tenga un rociador a lo largo de un área determinada. NFPA 13(2013)

Este sistema es el más efectivo al momento de mitigar un incendio ya que no permite que el fuego se expanda a lo largo de toda nuestra edificación.

Y es la que cubre mayor parte de nuestra área construida por ende mayor posibilidad de mitigar el fuego de suceder un incendio.

Los rociadores son dispositivos específicos diseñados para que el agua sea proyectada y distribuida en la zona incendiada uniformemente (efecto lluvia). La activación del dispositivo de extinción se debe a la detección realizada por un elemento termo sensible (fusible o ampolla) el cual se funde al alcanzar una temperatura prefijada en la zona de cobertura, ocasionando que el mecanismo se libere y permita el paso del agua.



El rango de temperatura suele oscilar entre los 55 y 250°C, aunque existen aplicaciones específicas para valores superiores, estos valores están normalizadas en la NFPA 13 de acuerdo a los estudios de sensación térmica realizados como podemos ver en la Tabla:

Tabla 2.1.  
*Temperatura de activación del rociador*

Temperatura máxima en el cielo raso		Rango de temperatura		Clasificación de temperatura	Código de color	Colores de la ampolla de vidrio
°F	°C	°F	°C			
100	38	135–170	57–77	Ordinaria	Sin color o negro	Naranja o rojo
150	66	175–225	79–107	Intermedia	Blanco	Amarillo o verde
225	107	250–300	121–149	Alta	Azul	Azul
300	149	325–375	163–191	Extra alta	Rojo	Violeta
375	191	400–475	204–246	Extra muy alta	Verde	Negro
475	246	500–575	260–302	Ultra alta	Naranja	Negro
625	329	650	343	Ultra alta	Naranja	Negro

Fuente: NFPA 13 “Norma para la instalación de Sistema de rociadores” (2013)

Como podemos deducir el mismo aparato desempeña las tres funciones primordiales del sistema: detectar, activarla alarma y extinguir el incendio. Por ello, es requisito primordial que el sistema de detección y extinción estén perfectamente coordinados, a fin de anular cualquier posibilidad de fallo supeditado a causas ajenas al incendio.

Los componentes principales e integrados en el equipo son:

**Cuerpo del rociador:** es el soporte del resto de elementos.

**Dispositivo de salida del agua:** facilita la llegada del agua hasta el deflector.

**Elemento termo sensible:** cuando el calor generado por el fuego alcanza la temperatura de activación (normalmente entre 55 y 255°C) se funde y provoca la abertura del rociador, generando la descarga de agua.

**Deflector:** Hay de diferentes diseños en función de cómo se quiera proyectar el agua (gota fina o gorda, lluvia, inundación, etc.) o en su instalación (colgante, montante de pared, oculta.)

### **Tipos de rociadores.**

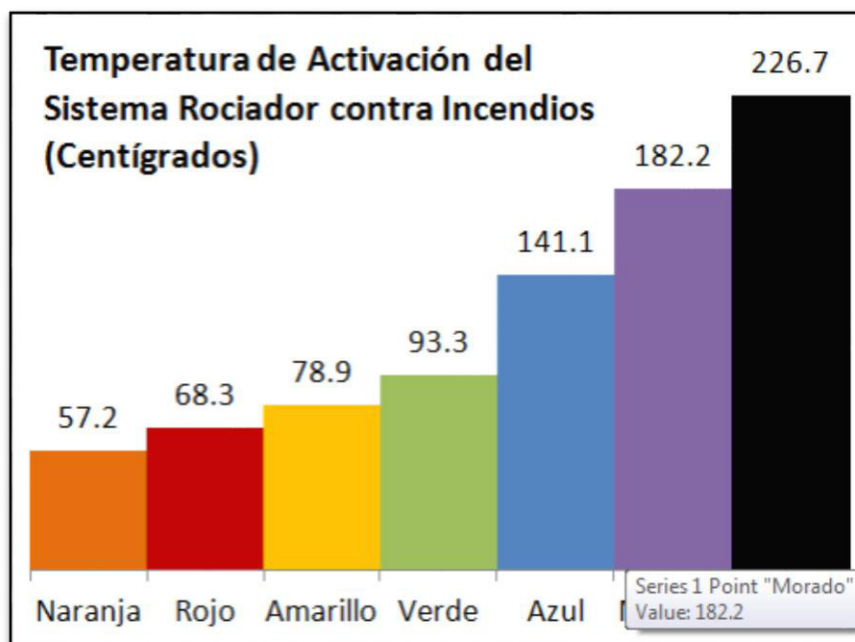
Teniendo en cuenta la diversidad de componentes de los rociadores y sus posibilidades de instalación existen diferentes clasificaciones.

Por el tipo de deflector:

- Convencionales: proyectan el agua hacia el techo.
- Pulverizador: proyecta el agua pulverizada hacia el suelo.
- Gorda: agua pulverizada en forma de gota gorda.
- De Pared: proyectan el agua para no dañar las paredes o muros.

Por la temperatura de activación fijada:

Los fabricantes emplean diferentes colores en los elementos termo sensible para distinguir el grado de temperatura.



*Figura 2.5* Temperaturas de activación de los rociadores  
Fuente: NFPA Journal Latinoamericano

Por el tipo de elemento termo sensible:

- Metálicos.
- De ampolla de vidrio.
- Bimetálico.

Por la posición:

- Montante: instalados sobre el ramal.
- Colgante: instalados por debajo del ramal.
- Horizontales: colocados en paredes o muro.

Por el tiempo de respuesta:

- De respuesta ordinaria.
- De respuesta rápida.

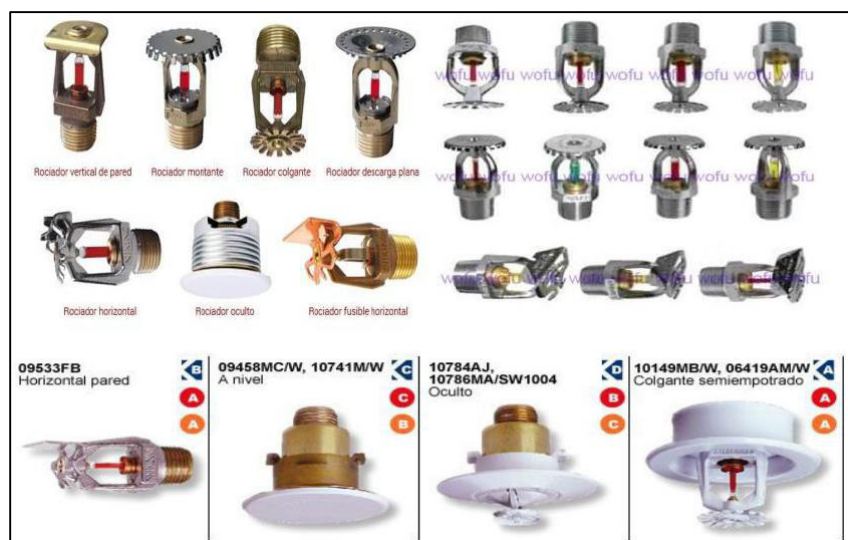


Figura 2.6 Tipo de Rociadores automáticos  
Fuente: NFPA Journal Latinoamericano.

### 2.7.5. Línea Siamesa

Esta es una línea de tubería que da a la calle, su función es que en caso se acabe el agua de la cisterna a la llegada de los bomberos puedan seguir abasteciendo de agua todo el edificio y el sistema contra incendio siga funcionando hasta que apague el fuego.

## 2.8. Consideraciones a tener en un Sistema contra incendio.

Cuando realizamos el cálculo hidráulico para un sistema contra incendio debemos tener identificadas algunas consideraciones antes de empezar. Estas consideraciones nos permitirán seleccionar los valores correctos de nuestras tablas.

### 2.8.1. Tipo de Riesgo

Los tipos de riesgo se dividen en distintos grupos de acuerdo a cuan alta sea la gravedad de suceder un incendio en estos lugares.

**Riesgo Ligero:** Incluye las actividades donde la cantidad y combustibilidad de los materiales son bajas, los fuegos que se produzcan emitirán cantidades relativamente

bajas de calor. Ejemplo de esta categoría son: Apartamento, iglesias, viviendas, hoteles, edificios públicos, escuelas y otros similares.

**Riesgo Ordinario:** Esta clase se subdivide en dos grupos, principalmente debido a que cada uno requiere un suministro de agua ligeramente distinto para los rociadores. En general en esta clase se incluyen los edificios comerciales, industriales y fábricas.

**Grupo 1:** Abarca edificaciones donde la cantidad de materiales combustibles es moderada y el almacenamiento de materiales combustibles apilados no excede los 2.4m de altura. Algunos ejemplos de este grupo son: edificios de oficina, fábricas de conservas alimenticias, lavanderías, plantas electrónicas.

**Grupo 2:** Incluye edificios donde la cantidad y combustibilidad de su contenido es moderadamente alto, las alturas de las mercaderías almacenadas no deben exceder los 3.6m de altura. Algunos ejemplos de este grupo son: plantas químicas, plantas de proceso y de generación, tintorerías, talleres de reparación entre otros.

**Riesgo Extra:** Incluye edificaciones donde la cantidad de combustibilidad de materiales es muy alta y se consideran dentro de dos Grupos, Grupo 1 y Grupo 2.

## 2.9. Cálculo Hidráulico para un Sistema de protección contra incendio.

Luego de poder ver y entender todas las partes y sistemas internos que tiene un sistema contra incendio debemos tener en cuenta todo esto al momento de realizar el cálculo hidráulico, Como hemos observado nuestra bomba contra incendio abastecerá principalmente a nuestra red de rociadores y gabinetes a lo largo de todo el edificio, es por ello que el cálculo hidráulico de tuberías se realiza en estos dos sistemas.

### 2.9.1. Caudal total de un sistema contra incendio

Para determinar el caudal total del sistema de bombeo se utilizará la siguiente fórmula:

$$Q_{total} = Q_{roc} + Q_{gab} \quad (2.7)$$

Donde:

$Q_{roc}$  = Caudal mínimo de rociadores (gpm)

$Q_{gab}$  = Caudal mínimo de gabinetes (gpm)

#### 2.9.1.1. Cálculo del caudal para gabinetes

Para poder calcular este valor se considera el tipo de riesgo de nuestro sistema para luego seleccionar el valor correspondiente de la siguiente tabla.

Tabla 2.2  
*Requerimientos de Caudal según Riesgos*

Clasificación de la ocupación	Mangueras interiores gpm	Total combinado de mangueras interiores y exteriores gpm	Duración en minutos
Riesgo leve	0, 50 ó 100	100	30
Riesgo Ordinario	0, 50 ó 100	250	60-90
Riesgo extra	0, 50 ó 100	500	90-120

Fuente: NFPA 13 “Norma para la instalación de Sistema de rociadores” (2013)

### 2.9.1.2. Caudal inicial para sistema de rociadores

Para realizar el cálculo del caudal del sistema de rociadores utilizaremos los conceptos de caudal mínimo requerido por rociador.

Iniciaremos con el cálculo del caudal inicial para nuestro rociador ubicado en el punto más alejado de nuestro sistema considerando la cobertura máxima de diseño así como la densidad de nuestra área de diseño:

$$Q_{min} = Cob_{max} D_{diseño}$$

Donde: (2.8)

$Q_{min}$  = Caudal mínimo por rociador (gpm)

$Cob_{max}$  = Cobertura máxima del rociador (pie<sup>2</sup>)

$D_{diseño}$  = Densidad de diseño (gpm/pie<sup>2</sup>)

Con éste valor procederemos a calcular el número de rociadores que deberá tener nuestra área de diseño con la siguiente ecuación.

$$N^o \text{ Rociadores} = \frac{A_{diseño}}{Cob_{max}} \quad (2.9)$$

Donde:

$A_{diseño}$  = Área de diseño (ft<sup>2</sup>)

$Cob_{max}$  = Cobertura máxima del rociador (ft<sup>2</sup>)

### 2.9.2. Altura dinámica total inicial del Sistema de Rociadores.

Para calcular el valor inicial mínimo de ADT de nuestro sistema usaremos la fórmula de presiones residuales que obtenemos haciendo uso de los valores de la constante K del rociador y el valor de caudal en éste punto que se considerara como el caudal inicial calculado con anterioridad.

$$K = \frac{Q}{\sqrt{P}} \quad (2.10)$$

De esta ecuación despejamos el valor de la presión residual en este punto:

$$P_i = \frac{Q_i^2}{K^2} \quad (2.11)$$

Luego de obtenida la presión inicial verificamos que sea mayor a la presión mínima que requiere el rociador seleccionado para nuestro sistema.

Si cumple con esta condición nuestro valor calculado de presión inicial es el correcto.

A su vez de la ecuación (2.10) podemos despejar el nuevo caudal requerido para el este punto:

$$Q = K\sqrt{P} \quad (2.12)$$

### 2.9.3. Pérdidas primarias en sistema de tuberías

Para realizar los cálculos de pérdidas de carga usaremos la ecuación de Hazen Williams la cual es la más adecuada para tuberías circulares llenas.

$$J_A = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \cdot \emptyset^{4.87}} \quad (2.13)$$

Donde:

J= Resistencia por fricción (psi/ft)

Q = Flujo en el punto (gpm)

$\emptyset$  = Diámetro interior de la tubería (pulg)

C = Coeficiente de pérdidas por fricción

Cabe resaltar que los valores requeridos para el término del diámetro interior de tubería lo tendremos de la tabla 2.3. y tabla 2.4.



Tabla 2.3

*Valores de diámetro interno para tuberías*

Tabla A.6.3.2 Dimensiones de las tuberías de acero diámetro nominal del tubo

Diámetro nominal de la tubería	Diámetro externo		Cédula 5				Cédula 10 <sup>a</sup>				Cédula 30				Cédula 40			
			Diámetro interior		Espesor de la pared		Diámetro interior		Espesor de la pared		Diámetro interior		Espesor de la pared		Diámetro interior		Espesor de la pared	
pulg mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
½ <sup>b</sup> 15	0.840	21.3	—	—	—	—	0.674	17.0	0.083	2.1	—	—	—	—	0.622	15.8	0.109	2.8
¾ <sup>b</sup> 20	1.050	26.7	—	—	—	—	0.884	22.4	0.083	2.1	—	—	—	—	0.824	21.0	0.113	2.9
1 25	1.315	33.4	1.185	30.1	0.065	1.7	1.097	27.9	0.109	2.8	—	—	—	—	1.049	26.6	0.133	3.4
1¼ 32	1.660	42.2	1.530	38.9	0.065	1.7	1.442	36.6	0.109	2.8	—	—	—	—	1.380	35.1	0.140	3.6
1½ 40	1.900	48.3	1.770	45.0	0.065	1.7	1.682	42.7	0.109	2.8	—	—	—	—	1.610	40.9	0.145	3.7
2 50	2.375	60.3	2.245	57.0	0.065	1.7	2.157	54.8	0.109	2.8	—	—	—	—	2.067	52.5	0.154	3.9
2½ 65	2.875	73.0	2.709	68.8	0.083	2.1	2.635	66.9	0.120	3.0	—	—	—	—	2.469	62.7	0.203	5.2
3 80	3.500	88.9	3.334	84.7	0.083	2.1	3.260	82.8	0.120	3.0	—	—	—	—	3.068	77.9	0.216	5.5
3½ 90	4.000	101.6	3.834	97.4	0.083	2.1	3.760	95.5	0.120	3.0	—	—	—	—	3.548	90.1	0.226	5.7
4 100	4.500	114.3	4.334	110.1	0.083	2.1	4.260	108.2	0.120	3.0	—	—	—	—	4.026	102.3	0.237	6.0
5 125	5.563	141.3	—	—	—	—	5.295	134.5	0.134	3.4	—	—	—	—	5.047	128.2	0.258	6.6
6 150	6.625	168.3	6.407	162.7	0.109	2.8	6.357	161.5	0.134 <sup>c</sup>	3.4	—	—	—	—	6.065	154.1	0.280	7.1
8 200	8.625	219.1	—	—	—	—	8.249	209.5	0.188 <sup>c</sup>	4.8	8.071	205.0	0.277 <sup>d</sup>	7.0	7.981	—	0.322	—
10 250	10.750	273.1	—	—	—	—	10.370	263.4	0.188 <sup>c</sup>	4.8	10.140	257.6	0.307 <sup>d</sup>	7.8	10.020	—	0.365	—
12 300	12.750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12.090	—	0.330 <sup>c</sup>	—	11.938	—	0.406	—

Fuente: NFPA 13 “Norma para la instalación de sistema de rociadores” (2013)

Tabla 2.4

*Valores del coeficiente C de Hazen Williams*

Tubería o tubo	Valor C*
Fundición de hierro o fundición dúctil sin recubrimiento	100
Acero negro (sistemas de tubería seca, incluyendo de Acción previa)	100
Acero negro (sistemas de tubería húmeda, incluyendo diluvio)	120
Galvanizada (toda)	120
Plástico (listada), toda	150
Fundición de hierro o fundición dúctil, revestida de cemento	140
Tubo de cobre o acero inoxidable	150
Asbesto cemento	140
Concreto	140

Fuente: NFPA 13 “Norma para la instalación de sistema de rociadores” (2013)

### 2.9.4. Pérdidas secundarias en sistema de tuberías

Para calcular las pérdidas secundarias en nuestro sistema de tuberías para la red de rociadores según NFPA se recomienda utilizar el método de longitudes equivalentes para tuberías de fierro negro SCH-40 utilizando la siguiente tabla.

Tabla 2.5  
*Longitudes equivalentes para tubería de acero SCH 40*

Accesorios y válvulas	Accesorios y válvulas expresados en pies equivalentes de tubería														
	½ pulg	¾ pulg	1 pulg	1¼ pulg	1½ pulg	2 pulg	2½ pulg	3 pulg	3½ pulg	4 pulg	5 pulg	6 pulg	8 pulg	10 pulg	12 pulg
	(15 mm)	(20 mm)	(25 mm)	(32 mm)	(40 mm)	(50 mm)	(65 mm)	(80 mm)	(90 mm)	(100 mm)	(125 mm)	(150 mm)	(200 mm)	(250 mm)	(300 mm)
Codo a 45°	—	1 (0.3)	1 (0.3)	1 (0.3)	2 (0.6)	2 (0.6)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	4 (1.2)	5 (1.5)	7 (2.1)	9 (2.7)	11 (3.4)	13 (4)
Codo estándar a 90°	1 (0.3)	2 (0.6)	2 (0.6)	3 (0.9)	4 (1.2)	5 (1.5)	6 (1.8)	7 (2.1)	8 (2.4)	10 (3)	12 (3.7)	14 (4.3)	18 (5.5)	22 (6.7)	27 (8.2)
Codo de giro largo a 90°	0.5 (0.2)	1 (0.3)	2 (0.6)	2 (0.6)	2 (0.6)	3 (0.9)	4 (1.2)	5 (1.5)	5 (1.5)	6 (1.8)	8 (2.4)	9 (2.7)	13 (4)	16 (4.9)	18 (5.5)
Té o cruz (giro de flujo de 90°)	3 (0.9)	4 (1.2)	5 (1.5)	6 (1.8)	8 (2.4)	10 (3)	12 (3.7)	15 (4.6)	17 (5.2)	20 (6.1)	25 (7.6)	30 (9.1)	35 (10.7)	50 (15.2)	60 (18.3)
Válvula mari- posa	—	—	—	—	—	6 (1.8)	7 (2.1)	10 (3)	—	12 (3.7)	9 (2.7)	10 (3)	12 (3.7)	19 (5.8)	21 (6.4)
Válvula de compuerta	—	—	—	—	—	1 (0.3)	1 (0.3)	1 (0.3)	1 (0.3)	2 (0.6)	2 (0.6)	3 (0.9)	4 (1.2)	5 (1.5)	6 (1.8)
Retención tipo charnela*	—	—	5 (1.5)	7 (2.1)	9 (2.7)	11 (3.4)	14 (4.3)	16 (4.9)	19 (5.8)	22 (6.7)	27 (8.2)	32 (9.3)	45 (13.7)	55 (16.8)	65 (20)

Para unidades SI: 1 pulg = 25,4 mm; 1 pie = 0.3048 m

Fuente: NFPA 13 “Norma para la instalación de sistema de rociadores” (2013)

Una vez obtenido este valor calculamos la longitud equivalente del tramo de la siguiente manera:

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} \quad (2.14)$$

Donde:

$L_T$  = Longitud lineal de tubería (ft)

$L_{acces}$  = Longitud equivalente por accesorios (ft)

Dicho valor obtenido será el que se deberá multiplicar con el valor obtenido de la ecuación (2.12) para calcular las pérdidas totales de nuestro tramo de tubería.

$$P_T = J_A \cdot L_{equiv} \quad (2.15)$$

### 2.9.5. Cálculo de pérdidas totales en un tramo de tubería

Las pérdidas totales se obtienen de la suma de todas las pérdidas que se puedan generar en el sistema.

$$P = P_i + P_p + P_{elev} \quad (2.16)$$

Donde:

$P$  = Presión total en tramo de tubería.

$P_i$  = Presión inicial de trabajo

$P_p$  = Presión total de pérdidas

$P_{elev}$  = Presión de elevación.

### 2.9.6. Velocidad de flujo

Un valor importantísimo cuando trabajamos con redes de tuberías es la velocidad de flujo en cada punto, según NFPA ésta debe ser menor a 7.5 m/s

Despejamos de la ecuación (2.1.) el valor de velocidad obteniendo

$$V_A = \frac{Q}{A} \quad (2.17)$$

De esta manera aseguramos que nuestro cálculo hidráulico en este punto es correcto y no presentara vibraciones en la tubería ni recalentamiento del flujo.

## CAPITULO 3 – DESARROLLO DEL TEMA

### 3.1. Condiciones iniciales

El presente caso se efectuará en una central de cogeneración para la industria láctea, la cual tendrá como finalidad generar energía eléctrica y aprovechar parte de la energía térmica restante de la turbina utilizando el vapor en los pasteurizadores, los cuales tienen como objetivo llevar la leche a una temperatura desde los 10°C hasta los 80°C, para así erradicar los microorganismos que contiene dicha sustancia y pueda ser apta para el consumo.

La disposición de nuestra central fue considerada en base a las Normas NFPA 850, la cual describe los equipos necesarios y recomendados en este tipo de instalaciones, siendo estos los siguientes:

#### **Área de Caldera**

Esta área está compuesta por la caldera principal y auxiliar que tiene como función calentar y evaporar el agua que funciona como fluido de trabajo para el sistema de generación de energía, esta área también se caracteriza por utilizarse para el transporte, proceso y almacenamiento de carbón, adicional a ello, se suele considerar un captador de polvo al exterior del recinto, con el fin de filtrar el aire a expulsar al medio ambiente, el área comprendida por dicho captador no se está considerando para nuestro diseño, en resumen dicha área comprendería los siguientes equipos:

- Caldera principal
- Molinos de Carbón
- Precalentador de Aire
- Caldera complementaria

- Bomba de Alimentación
- Tuberías de alimentación y salida de caldera

### **Área de Generación**

Esta área es la principal en nuestra planta cogeneradora, se caracteriza por incluir en sus equipos a la turbina y generador que se encargaran de aprovechar el vapor sobrecalentado previamente obtenido en el área de calderas, así mismo y como particularidad, se dispone de una línea de pasteurización, la cual tiene como finalidad aprovechar la energía térmica saliente de la turbina para dicho proceso muy utilizado en la industria láctea, se dispone también de un condensador que se encarga de que el fluido de trabajo pueda volver a su estado inicial y pueda recircularse con una bomba, cabe resaltar que el flujo saliente de la turbina de vapor se ha considerado como una división en este caso, ya que se extrae el vapor a diferentes presiones como lo son los valores de 300 kPa y 50 kPa, teniendo un comportamiento mixto entre turbina de contrapresión y condensación.

Cabe mencionar que el vapor extraído a una presión de 300 kPa tiene un impacto en la potencia eléctrica producida en la planta, sin embargo es de gran ayuda para la producción de leche, ya que los pasteurizadores suelen demandar vapor a 300 kPa y es muy común que este tipo de industria se encargue de obtener este vapor de una manera muy poco provechosa; se está considerando 3 pasteurizadores de valor de capacidad de 5000 L/hr, así como una turbina de 7 MW de potencia nominal para poder cumplir con la demanda energética de una fábrica de leche con todas las implementaciones y equipos más eficientes, cabe resaltar que esta potencia nominal de 7 MW también fue considerada porque este sector industrial suele renovar sus equipos de producción con mucha

frecuencia, con el fin de modernizar y actualizarse, por lo que esto conlleva siempre una mayor necesidad de energía.

A continuación se mencionan los equipos considerados en esta área

- Turbina y Generador
- Depósito de aceite de lubricación
- Condensador
- Línea de Pasteurización
- Bomba de Recirculación

Habiendo mencionado todos los equipos, se realizó un plano de disposición de equipos en la central, considerando medidas estándar de estos.

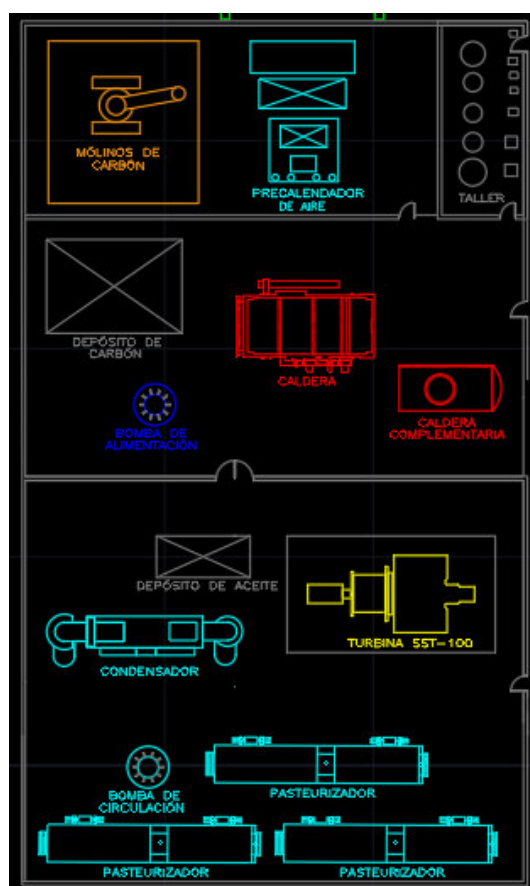


Figura 3.1. Plano de Disposición de Central de Cogeneración Lactea  
Fuente: Elaboración Propia

### **3.2. Datos iniciales**

Se considerará los siguientes datos iniciales para realizar el cálculo hidráulico:

Condiciones del Agua:            Condiciones Normales

Tipo de Riesgo:                Extra Grupo II

Se seleccionó este tipo de riesgo debido a que nuestro caso propuesta es una central de cogeneración donde se requiere donde la cantidad de materiales combustibles es alta, además de disponer de equipos que suelen trabajar a una temperatura alta.

### **3.3. Metodología de cálculo**

El presente trabajo de investigación utilizara el método “Densidad/Área” para el cálculo del abastecimiento del agua, por ser el más adecuado para sistemas abiertos como éste.

El sistema utilizará agua como agente extintor para la mitigación del fuego por sofocación y enfriamiento. Se considerará una red de rociadores, gabinetes y válvulas de bomberos que proteja todo el ambiente de oficinas, además de un cuarto de bombas que se encontrará en el sótano de la edificación.

### **3.4. Cálculos de ingeniería**

#### **3.4.1. Cálculo del área de diseño**

Para poder determinar el caudal requerido para nuestro sistema contra incendio usaremos el método de Densidad/ Área, este método requiere que para una determinada área de diseño según sea el riesgo del establecimiento tengamos una densidad de diseño para el flujo de nuestro sistema, ésta área siempre debe ser seleccionada con las condiciones más desfavorables del sistema.

Una vez seleccionada ésta área se intersectará con las curvas que se encuentran en la Figura 3.2. Según sea el tipo de riesgo para seleccionar su densidad de diseño. Bajo las recomendaciones de la NFPA 13 el cumplimiento de cualquier punto en la curva apropiada es aceptable, ésto permite el uso de densidades más altas sobre áreas más pequeñas o densidades más bajas sobre áreas más grandes siempre y cuando ambos puntos se encuentren dentro de la curva Densidad/ Área. Las densidades más altas generalmente darán como resultado menores requerimientos generales de suministro de agua. Por esta razón, se recomienda seleccionar un punto de alta densidad y área pequeña, bajo éstos criterios en el presente trabajo partiremos del área de diseño más pequeña con la densidad más alta, recordando que para este caso se está considerando un nivel de Riesgo Extra Grupo II.

Para nuestro caso

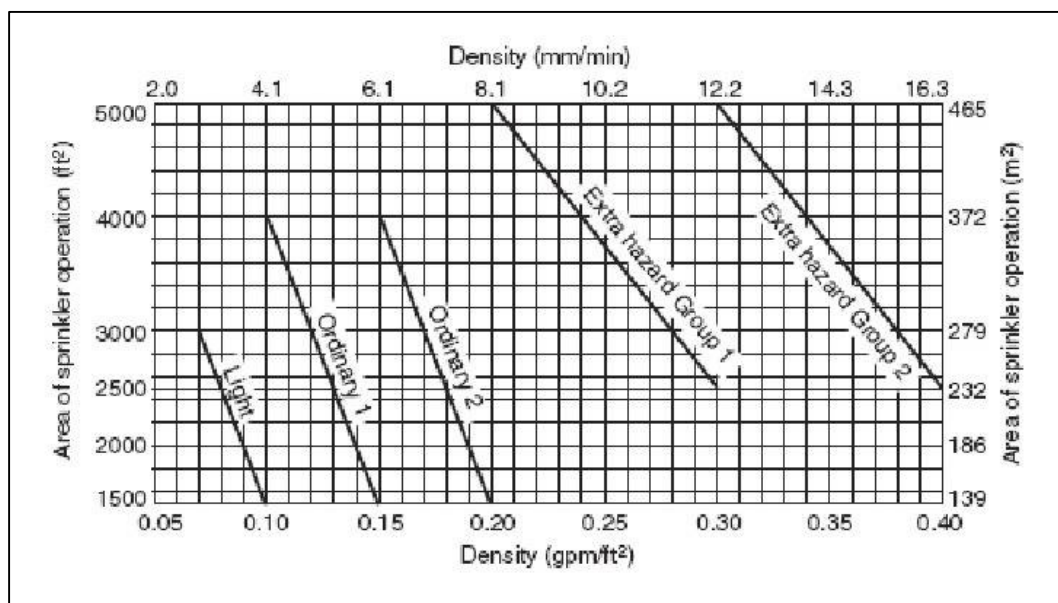


Figura 3.2. Curva de Área – Densidad

Fuente: Figura 11.2.3.1.1 NFPA 13



Bajo esta premisa el mínimo valor del área de diseño para un riesgo extra Grupo II es de 2500 ft<sup>2</sup> y éste es el valor que tomaremos para nuestro trabajo.

De la Figura 3.2 para una ocupación de riesgo extra tipo II con un área de diseño de 2500 ft<sup>2</sup> (área mínima) se intersecta en la curva Densidad/ Área tal como indica en la NFPA 13. De esta manera la intersección nos da un valor de 0.4 gpm/ft<sup>2</sup>, como nuestra densidad de diseño (densidad máxima para riesgo extra grupo II) dicho valor permitirá hallar el caudal necesario para nuestra área de diseño y por ende para nuestro sistema contra incendio.

Cabe mencionar que de utilizar o seleccionar otra área de diseño y por ende otra densidad de diseño los cálculos se verían afectados respecto al sobredimensionamiento del caudal requerido por nuestro sistema, ya que como veremos más adelante nuestro cálculo de caudal solo se limita a nuestra área de diseño a cubrir y la cantidad de rociadores dentro de ella, de tener un área de diseño mayor nuestro caudal requerido del sistema sería mayor y esto conllevaría a seleccionar un equipo de mayor capacidad sin que el sistema lo necesite ya que como sabemos un incendio es progresivo desde un área afectada menor que se expande a medida que pasan los minutos.

### **3.4.2. Cálculo del caudal para gabinetes**

Para poder calcular este valor se considera el tipo de riesgo de nuestro sistema, en este caso es un riesgo extra grupo II. Seleccionamos según la Tabla 2.1. que para este tipo de riesgo requerimos un caudal para gabinetes de 500 GPM por un tiempo de duración de entre 60 a 90 minutos.

### 3.4.3. Cálculo del caudal inicial para sistema de rociadores

Como hemos podido conocer en el marco teórico del presente trabajo existen muchas clases y tipos de rociadores, de ahí la pregunta cuál seleccionar para nuestro sistema. Empecemos con la aplicación, según las Normas NFPA 13, para nuestro sistema que se caracteriza por ser de Riesgo Extra, nuestro rociador se considerará de cobertura estándar  $K=5.6 \text{ gpm/psi}^{1/2}$ , para este valor de K, la tabla A.6.2.3.1 de la NFPA 13 indica como diámetro nominal de rociador  $\frac{1}{2}$ ", debido a que se está considerando que la planta no tenga falso cielo, se consideran rociadores upright, los cuales tienen su dirección de descarga hacia arriba; Es por éstas condiciones que para nuestro sistema se trabajará con Rociadores de  $\frac{1}{2}$ " modelo Upright del tipo estándar marca TYCO modelo TY3141 con las siguientes características técnicas:

Cobertura máxima del rociador:	100 ft <sup>2</sup>
Presión mínima de trabajo:	7 psi
Factor K:	5.6 gpm/psi <sup>1/2</sup>

Para realizar el cálculo del caudal inicial del sistema de rociadores reemplazaremos nuestros valores iniciales en la ecuación (2.8).

$$Q_{min} = Cob_{max} D_{diseño} = 100 ft^2 \cdot 0.4 \frac{gpm}{ft^2} = 40 gpm$$

$$Q_{inicial} = 40 gpm$$

Luego teniendo este valor calculamos la cantidad de rociadores que tiene nuestra área de diseño de 2500 ft<sup>2</sup> utilizando la ecuación (2.9) y reemplazando valores:

$$N^{\circ} Rociadores = \frac{A_{diseño}}{Cob_{max}} = \frac{2500 \text{ ft}^2}{100 \text{ ft}^2} = 25 \text{ rociadores}$$

Cabe resaltar que para debido a que el Sistema está siendo considerado bajo un riesgo extra tipo II, el área máxima cubierta por un rociador tiene que ser de 100 pies<sup>2</sup>, por lo que la distancia entre estos tiene que ser mínima, por lo que en el plano de disposición de rociadores se puede apreciar que se han formado 7 filas de 4 rociadores cada una, habiéndose propuesto estas 7 filas para respetar la distancia mínima de 3.44 m entre estos.

Una vez verificados estos valores en nuestra área de diseño procedemos a realizar los cálculos hidráulicos para hallar de forma simultánea los valores de caudal y altura de toda nuestra red de rociadores.

#### **3.4.4. Cálculo del ADT inicial del Sistema de Rociadores.**

Reemplazamos los valores del Caudal inicial obtenido en el cálculo de caudales de diseño y la constante K obtenida de la ficha técnica del rociador a utilizar en la ecuación (2.11)

$$P_i = \frac{Q_i^2}{K^2} = \frac{(40 \text{ gpm})^2}{5.6^2} = 51.02 \text{ psi}$$

Luego de obtenida la presión inicial verificamos que sea mayor a la presión mínima que requiere el rociador seleccionado para nuestro sistema.

Como podemos observar cumple con esta condición por ello nuestro valor calculado de presión inicial es correcto.

### 3.4.5. Distribución del sistema de rociadores en área de diseño

Para iniciar los cálculos hidráulicos de nuestro sistema de rociadores empezaremos ubicando nuestra área de diseño de 2500 ft<sup>2</sup> que ya ha sido calculada por el método Densidad/ Área en el punto más desfavorable de toda nuestra red de rociadores.

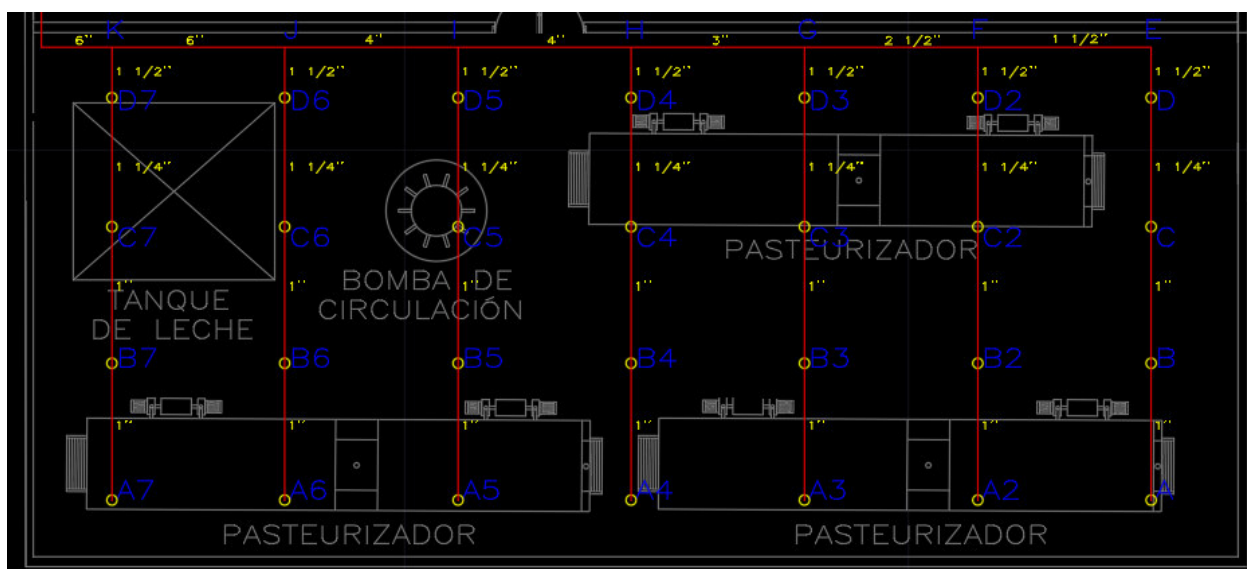


Figura 3.3. Área de diseño del sistema de rociadores

Fuente: Elaboración propia. Plano de Área de Diseño – Línea de Pasteurización

Definiremos todo el recorrido hasta el punto donde se encontrará nuestra bomba contra incendio tal como se indica en la Figura 3.4 ya que de esa manera calcularemos todas las pérdidas primarias y secundarias que sufrirá la presión y a su vez calcularemos el caudal mínimo requerido para nuestro sistema de rociadores.

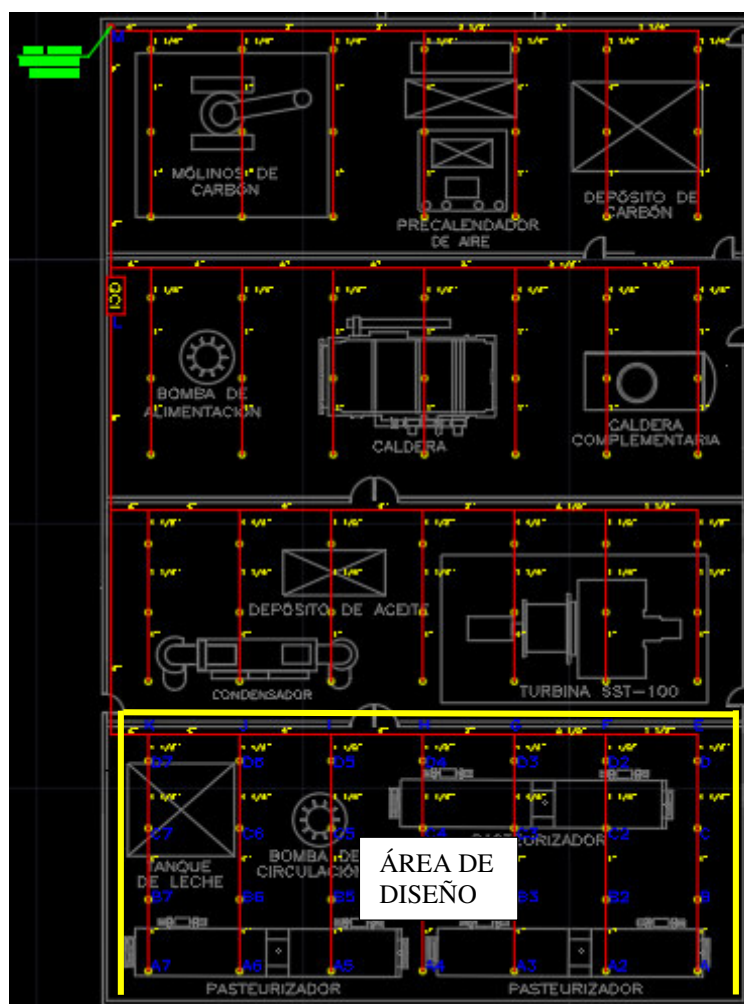


Figura 3.4. Área total de sistema de rociadores  
Fuente: Elaboración propia. Disposición de Rociadores en Planta

Empezamos definiendo todas las medidas requeridas para nuestros cálculos de pérdidas sectorizando cada punto de rociador que se encuentra dentro de la ruta crítica del área de diseño seleccionada, incluyendo diámetro de tubería como longitud lineal de la siguiente manera:

Tabla 3.1

*Longitud-Diámetros por tramos de red contra incendio*

TRAMO	LONGITUD	DIAMETRO NOMINAL
A-B	2.70 m	1"
B-C	2.70 m	1 ¼"
C-D	2.70 m	1 ½"
D-E	1.00 m	1 ½"
E-F	3.44 m	2 ½"
F-G	3.44 m	2 ½"
G-H	3.44 m	4"
H-I	3.44 m	4"
I-J	3.44 m	4"
J-K	3.44 m	6"
K-L	18.0 m	6"
L-M	19.15 m	6"

Fuente: Elaboración propia

Una vez obtenidos todos los valores iniciales de caudal y presión de nuestro sistema iniciaremos los cálculos hidráulicos de nuestra red de rociadores por tramos, estos tramos están detallados en la tabla 3.1. en donde iniciaremos desde el punto más lejano del sistema calculando los valores para los ramales secundarios, luego realizaremos el cálculo en los ramales primarios y finalmente llegaremos al cuarto de bombas en donde finalizaremos nuestro cálculo obteniendo el caudal mínimo y la presión mínima requerida del sistema según norma NFPA.

### 3.4.6. Cálculos hidráulicos por tramos para red de rociadores

Luego de tener todas éstas consideraciones aclaradas tenemos nuestros valores iniciales para proceder con el cálculo hidráulico de ADT y caudal por tramos para nuestro sistema de rociadores.

Datos iniciales:

$P_i = 51.02$  psi obtenido del Ítem 3.4.3.

$Q_i = 40$  gpm obtenido del Ítem 3.4.4.

Factor de Descarga de rociador  $K = 5.6 \text{ gpm/psi}^{0.5}$  obtenido del Ítem 3.4.3.

$C = 120$  Constante de Hazen Williams según Tabla 2.4

Se realizará el cálculo hidráulico para poder encontrar el punto de operación de todo nuestro sistema contra incendio, y poder seleccionar el equipo más eficiente para estas condiciones:

### **PUNTO A**

El primer punto a considerar es el rociador ubicado en el punto más lejano del sistema, por ello tenemos los siguientes datos:

Altura de Elevación de vela de rociador = 0.30 m

En este punto consideramos las pérdidas primarias y secundarias para poder calcular la presión que debe vencer nuestro sistema, a partir de los valores iniciales obtenidos en los cálculos iniciales.

$L_T = 0.3 \text{ m}$

Accesorios = 1 codo de 1"

Longitud equivalente de accesorios (codo de 1" = 2 ft) Según Tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 0.3 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) + 2 \text{ ft} = 2.9843 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería del punto A.

Diámetro interior del tubo de 1" = 1.049" Según Tabla 2.3.

$$J_A = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (40 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (1.049 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.4691 \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_A L_{equiv} = 0.4691 \frac{psi}{ft} (2.9843 ft) = 1.40 psi$$

La pérdida por elevación en este punto se calcula por la longitud vertical de tubería del sistema, en este caso:

$$P_{elev} = 0.30m \left( \frac{1 psi}{0.7048m} \right) = 0.43 psi$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_A = P_i + P_T + P_{elev} = 51.02 psi + 1.40 psi + 0.43 psi = 52.85 psi$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_A = \frac{Q}{A} = \frac{40 \frac{Gal}{min} \left( \frac{0.003785 m^3}{1 gal} \right) \left( \frac{1 min}{60 s} \right)}{\pi \left( \frac{(0.0267 m)^2}{4} \right)} = 4.53 \frac{m}{s} < 7.5 \frac{m}{s}$$

### TRAMO A - B

En éste tramo tomamos los nuevos valores iniciales obtenidos del punto A:

$$P_i = 52.85 psi$$

$$Q = 40 gpm$$

En éste tramo no hay descarga de rociadores, siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal es constante y solo existirán pérdidas de carga.

$$L_T = 2.7 m$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ tee de } 1 \frac{1}{4}''$$

Longitud equivalente de accesorios (tee de 1 1/4" = 6 ft) Según tabla 2.5.



Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 2.7 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) + 6 \text{ ft} = 14.86 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcula el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería A –B.

Diámetro interior del tubo de 1" = 1.049" Según Tabla 2.3.

$$J_{A-B} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \cdot \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (40 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (1.049 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.4691 \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_{A-B} L_{equiv} = 0.4691 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (14.86 \text{ ft}) = 6.97 \text{ psi}$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_B = P_i + P_T + P_{elev} = 52.85 \text{ psi} + 6.97 \text{ psi} + 0 \text{ psi} = 59.82 \text{ psi}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_{A-B} = \frac{Q}{A} = \frac{40 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.0267 \text{ m})^2}{4} \right)} = 4.53 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora procedemos a calcular el caudal requerido en el punto B utilizando nuestro valor constante de K=5.6 reemplazando los valores en la ecuación (2.12).

$$Q_B = K\sqrt{P_B} = 5.6 \frac{gpm}{psi^{0.5}} \sqrt{59.82 psi} = 43.31 gpm$$

### TRAMO B – C

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo A-B:

$$P_B = 59.82 psi$$

Para poder calcular el valor del caudal en el tramo B-C usamos la teoría de caudales en tuberías paralelas ya que como pueden observar el tramo B-C alimenta tanto al rociador del punto A como al rociador del punto B

$$Q_{B-C} = Q_A + Q_B = 40 gpm + 43.31 gpm = 83.31 gpm$$

En este tramo no hay descarga de rociadores, debido a esto siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal se mantiene constante y solo existirán pérdidas de carga.

$$L_T = 2.7 m$$

$$D_{B-C} = 1 \frac{1}{4}''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ tee de } 1 \frac{1}{2}''$$

Longitud equivalente de accesorios (tee de  $1 \frac{1}{2}'' = 8 ft$ ) Según tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 2.7 m \left( \frac{1 ft}{0.3048 m} \right) + 8 ft = 16.86 ft$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería B – C.

Diámetro interior del tubo de  $1 \frac{1}{4}'' = 1.38''$  Según tabla 2.3

$$J_{B-C} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (83.31 gpm)^{1.85}}{(120)^{1.85} (1.38 pulg)^{4.87}} = 0.4794 psi/ft$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_{B-C} L_{equiv} = 0.4794 \frac{psi}{ft} (16.86 ft) = 8.08 psi$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 psi$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_C = P_i + P_T + P_{elev} = 59.82 psi + 8.08 psi + 0 psi = 67.90 psi$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17),

$$V_{B-C} = \frac{Q}{A} = \frac{83.31 \frac{Gal}{min} \left( \frac{0.003785 m^3}{1 gal} \right) \left( \frac{1 min}{60 s} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.035 m)^2}{4} \right)} = 5.45 \frac{m}{s} < 7.5 \frac{m}{s}$$

Ahora procedemos a calcular el caudal en el punto C mediante la ecuación (2.12) Reemplazamos los valores obtenidos en los cálculos del tramo B-C:

$$Q_C = K \sqrt{P_C} = 5.6 \frac{gpm}{psi^{0.5}} \sqrt{67.90 psi} = 46.14 gpm$$

### TRAMO C - D

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo B-C:

$$P_C = 67.90 psi$$

Para poder calcular el valor del caudal en el tramo C – D usamos la teoría de caudales en tuberías paralelas ya que como pueden observar el tramo C - D

alimenta tanto al rociador del punto A como al rociador del punto B y al rociador del punto C.

$$Q_{C-D} = Q_{B-C} + Q_C$$

$$Q_{C-D} = 83.31 + 46.14 \text{ gpm} = 129.46 \text{ gpm}$$

En este tramo no hay descarga de rociadores, debido a esto siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal se mantiene constante y solo existirán pérdidas de carga.

$$L_T = 2.7 \text{ m}$$

$$D_{C-D} = 1 \frac{1}{2}''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ tee de } \frac{1}{2}''$$

Longitud equivalente de accesorios (tee de 2'' = 10 ft) Según tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 2.7 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) + 10 \text{ ft} = 18.86 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería C - D.

Diámetro interior del tubo de 1 1/2'' = 1.61'' Según tabla 2.3.

$$J_{C-D} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (129.46 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (1.61 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.5115 \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_{C-D} L_{equiv} = 0.5115 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (18.86 \text{ ft}) = 9.65 \text{ psi}$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_D = P_i + P_T + P_{elev} = 67.90 \text{ psi} + 9.65 \text{ psi} + 0 \text{ psi} = 77.54 \text{ psi}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_{C-D} = \frac{Q}{A} = \frac{129.46 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.041 \text{ m})^2}{4} \right)} = 6.22 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De esta manera aseguramos que nuestro cálculo hidráulico en este punto es correcto y no presentara vibraciones en la tubería ni recalentamiento del flujo.

Ahora procedemos a calcular el caudal en el punto D mediante la ecuación (2.12)

$$Q_D = K\sqrt{P_D} = 5.6 \frac{\text{gpm}}{\text{psi}^{0.5}} \sqrt{77.54 \text{ psi}} = 178.77 \text{ gpm}$$

### TRAMO D – E

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo C-D:

$$P_D = 77.54 \text{ psi}$$

Para poder calcular el valor del caudal en el tramos D - E usamos la teoría de caudales en tuberías paralelas ya que como pueden observar el tramo D – E alimenta tanto al rociador del punto A como al rociador del punto B, al rociador del punto C y al rociador del punto D.

$$Q_{D-E} = Q_{C-D} + Q_D$$

$$Q_{D-E} = 129.46 + 49.31 \text{ gpm}$$

$$Q_{D-E} = 178.77 \text{ gpm}$$

En este tramo no hay descarga de rociadores, debido a esto siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal se mantiene constante y solo existirán pérdidas de carga.

Al final de este ramal existe un cambio de dirección en el flujo del fluido, por lo que se considerara una tee como accesorio.

$$L_T = 1.0 \text{ m}$$

$$D_{D-E} = 2''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ Codo de } 2''$$

Longitud equivalente de accesorios (codo de 2'' = 5 ft) Según Tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{aces} = 1 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) + 5 \text{ ft} = 8.28 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcula el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería D – E.

Diámetro interior del tubo de 2'' = 2.067'' Según Tabla 2.3.

$$J_{D-E} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (178.77 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (2.067 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.2752 \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_{D-E} L_{equiv} = 0.2752 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (8.28 \text{ ft}) = 2.28 \text{ psi}$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_E = P_i + P_T + P_{elev} = 77.54 \text{ psi} + 2.28 \text{ psi} + 0 \text{ psi} = 79.82 \text{ psi}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_{D-E} = \frac{Q}{A} = \frac{178.77 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.0525 \text{ m})^2}{4} \right)} = 5.21 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Como podemos observar en este punto se acaba un ramal secundario y empieza el ramal primario de la red de rociadores, podemos ver en los planos que la estructura del área de diseño es simétrica en los siguientes puntos, por ello tomaremos cada extremo de los ramales secundarios como nuevos puntos de rociadores.

Para esto calcularemos un nuevo valor de K mediante la ecuación (2.10) que usaremos en los cálculos en este nuevo ramal, cabe resalta que el caudal en este tramo se mantiene constante ya que no existe presencia de rociadores.

$$K = \frac{Q_E}{\sqrt{P_E}} = \frac{178.77 \text{ gpm}}{\sqrt{79.82 \text{ psi}}} = 20.01 \frac{\text{gpm}}{\text{psi}^{0.5}}$$

Con este nuevo valor de K consideraremos a todos los puntos del ramal principal para poder hallar los valores correspondientes de caudal y altura.

**TRAMO E - F**

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo D-E:

$$P_E = 79.82 \text{ psi}$$

$$Q_{D-E} = 178.77 \text{ gpm}$$

En éste punto consideramos las pérdidas primarias y secundarias para poder calcular la presión que debe vencer nuestro sistema, a partir de los valores iniciales obtenidos en los cálculos anteriores.

$$L_T = 3.44 \text{ m}$$

$$D_{E-F} = 2''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ Tee de } 2 \frac{1}{2}''$$

Longitud equivalente de accesorios (tee de  $2 \frac{1}{2}'' = 12 \text{ ft}$ ) Según Tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 3.44 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) + 12 \text{ ft} = 23.29 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcula el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería E – F.

Diámetro interior del tubo de  $2'' = 2.067''$  Según Tabla 2.3.

$$J_{E-F} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (178.77 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (2.067 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.2752 \text{ psi/ft}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_{E-F} L_{equiv} = 0.2752 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (23.29 \text{ ft}) = 6.41 \text{ psi}$$



En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_F = P_i + P_T + P_{elev} = 79.82 \text{ psi} + 6.41 \text{ psi} + 0 \text{ psi} = 86.23 \text{ psi}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_F = \frac{Q}{A} = \frac{178.77 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.0525 \text{ m})^2}{4} \right)} = 5.21 < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De ésta manera aseguramos que nuestro cálculo hidráulico en este punto es correcto y no presentara vibraciones en la tubería ni recalentamiento del flujo.

Ahora procedemos a calcular el caudal en el punto F mediante la ecuación (2.12) utilizando el nuevo valor de  $K=20.01$

Reemplazamos los valores obtenidos en los cálculos del tramo E – F.

$$Q_F = K \sqrt{P_F} = 20.01 \frac{\text{gpm}}{\text{psi}^{0.5}} \sqrt{86.23 \text{ psi}} = 185.81 \text{ gpm}$$

### **TRAMO F – G**

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo E-F:

$$P_F = 86.23 \text{ psi}$$

Para poder calcular el valor del caudal en el tramo F-G usamos la teoría de caudales en tuberías paralelas ya que como pueden observar el tramo F-G alimenta tanto a las tuberías del tramo E-F y al rociador del punto F.

$$Q_{F-G} = Q_{E-F} + Q_F = 178.77 + 185.81 \text{ gpm} = 364.58 \text{ gpm}$$

En este tramo no hay descarga de rociadores, debido a esto siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal se mantiene constante y solo existirán pérdidas de carga.

$$L_T = 3.44 \text{ m}$$

$$D_{F-G} = 2 \frac{1}{2}''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ Tee de } 4''$$

Longitud equivalente de accesorios (tee de 4" = 20 ft) Según tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 3.44 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) + 20 \text{ ft} = 31.29 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería F - G.

Diámetro interior del tubo de 2 1/2" = 2.469" Según Tabla 2.3.

$$J_{F-G} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (364.58 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (2.469 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.4329 \text{ psi/ft}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_A L_{equiv} = 0.4329 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (31.29 \text{ ft}) = 13.54 \text{ psi}$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_G = P_i + P_T + P_{elev} = 86.23 \text{ psi} + 13.54 \text{ psi} + 0 \text{ psi} = 99.78 \text{ psi}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_{F-G} = \frac{Q}{A} = \frac{364.58 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.063 \text{ m})^2}{4} \right)} = 7.45 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora procedemos a calcular el caudal en el punto G mediante la ecuación (2.12).

Reemplazamos los valores obtenidos en los cálculos del tramo F – G.

$$Q_G = K\sqrt{P_G} = 20.01 \frac{\text{gpm}}{\text{psi}^{0.5}} \sqrt{99.78 \text{ psi}} = 199.87 \text{ gpm}$$

### TRAMO G - H

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo F-G:

$$P_G = 99.78 \text{ psi}$$

Para poder calcular el valor del caudal en el tramo G-H usamos la teoría de caudales en tuberías paralelas ya que como pueden observar el tramo G-H alimenta tanto a las tuberías del tramo F-G y al rociador del punto G.

$$Q_{G-H} = Q_{F-G} + Q_G = 364.58 + 199.87 \text{ gpm} = 564.44 \text{ gpm}$$

En este tramo no hay descarga de rociadores, debido a esto siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal se mantiene constante y solo existirán pérdidas de carga.

$$L_T = 3.44 \text{ m}$$

$$D_{G-H} = 4''$$

Accesorios = 1 Tee de 4"

Longitud equivalente de accesorios (tee de 4" = 20 ft) Según tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 3.44 m \left( \frac{1 ft}{0.3048 m} \right) + 20 ft = 31.29 ft$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería G-H.

Diámetro interior del tubo de 4" = 4.026" Según Tabla 2.3.

$$J_{G-H} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (564.44 gpm)^{1.85}}{(120)^{1.85} (4.026 pulg)^{4.87}} = 0.0898 psi/ft$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_A L_{equiv} = 0.0898 \frac{psi}{ft} (31.29 ft) = 2.81 psi$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 psi$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_H = P_i + P_T + P_{elev} = 99.78 psi + 2.81 psi + 0 psi = 102.59 psi$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_{G-H} = \frac{Q}{A} = \frac{564.44 \frac{Gal}{min} \left( \frac{0.003785 m^3}{1 gal} \right) \left( \frac{1 min}{60 s} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.102 m)^2}{4} \right)} = 4.34 \frac{m}{s} < 7.5 \frac{m}{s}$$

Ahora procedemos a calcular el caudal en el punto H mediante la ecuación (2.12).

Reemplazamos los valores obtenidos en los cálculos del tramo G -H.

$$Q_H = K\sqrt{P_H} = 20.01 \frac{gpm}{psi^{0.5}} \sqrt{102.59 psi} = 202.66 gpm$$

### TRAMO H - I

En éste tramo tomamos los siguientes valores iniciales obtenidos del tramo G-H:

$$P_H = 102.59 psi$$

Para poder calcular el valor del caudal en el tramo H-I usamos la teoría de caudales en tuberías paralelas ya que como pueden observar el tramo H-I alimenta tanto a las tuberías del tramo G-H y al rociador del punto H.

$$Q_{H-I} = Q_{G-H} + Q_H = 564.44 + 202.66 gpm = 767.10 gpm$$

En este tramo no hay descarga de rociadores, debido a esto siguiendo la teoría de tuberías en serie, el caudal se mantiene constante y solo existirán pérdidas de carga.

$$L_T = 3.44 m$$

$$D_{G-H} = 4''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ Tee de } 4''$$

Longitud equivalente de accesorios (tee de 6'' = 30 ft) Según tabla 2.5.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14).

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 3.44 m \left( \frac{1 ft}{0.3048 m} \right) + 30 ft = 41.29 ft$$

Ahora procedemos a calcula el factor de resistencia mediante la ecuación (2.13) para el tramo de tubería H-I.

Diámetro interior del tubo de 4'' = 4.026'' Según Tabla 2.3.

$$J_{G-H} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (767.10 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (4.026 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.1585 \text{ psi/ft}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_A L_{equiv} = 0.1585 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (41.29 \text{ ft}) = 6.54 \text{ psi}$$

En este tramo no se generan pérdidas por elevación debido a que la tubería no tiene ningún tipo de pendiente.

$$P_{elev} = 0 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_H = P_i + P_T + P_{elev} = 102.59 \text{ psi} + 6.54 \text{ psi} + 0 \text{ psi} = 109.13 \text{ psi}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17).

$$V_{H-I} = \frac{Q}{A} = \frac{767.10 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.102 \text{ m})^2}{4} \right)} = 5.89 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora procedemos a calcular el caudal en el punto H mediante la ecuación (2.12).

Reemplazamos los valores obtenidos en los cálculos del tramo H-I.

$$Q_H = K \sqrt{P_H} = 20.01 \frac{\text{gpm}}{\text{psi}^{0.5}} \sqrt{109.13 \text{ psi}} = 976.13 \text{ gpm}$$

Se continua con este proceso iterativo hasta llegar al punto K donde se termina el tramo de tuberías comprendido en nuestra área de diseño, una vez llegado a ese punto, no se considerarán incrementos de caudal por ramales de

rociadores que crucen la tubería de ruta crítica que estamos calculando, sin embargo, si se considerarán las pérdidas locales que ocurran en todos los accesorios desde el punto K hasta M, punto ubica el cuarto de bombas, el cual estamos considerando a 8 metros bajo el nivel del sistema de tuberías, así como el caudal a añadirse por el sistema de red de gabinetes, que como cabe recordar, posee unos 500 gpm debido al nivel de Riesgo Extra tipo II.

Como los cálculos son bastantes similares a los realizados en los demás tramos se ejecutarán de forma iterativa dando como resultado la Tabla 3.6 que se presenta.

TRAMO	Q	Qp	D <sub>int</sub>	V	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>equiv</sub>	J	P <sub>T</sub> =J.L <sub>equiv</sub>	P <sub>elev</sub>	P <sub>i</sub>	P=P <sub>T</sub> +P <sub>elev</sub>
	(gpm)	(gpm)	(pulg)	(m/s)	(ft)	(ft)	(ft)	(psi/ft)	(psi)	(psi)	(psi)	(psi)
A1	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A1 – B1	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B1 – C1	83.31	46.14	1.38	5.45	8.858	8	16.86	0.4794	8.08	0	59.82	67.90
C1 – D1	129.46	49.31	1.61	6.22	8.858	10	18.86	0.5115	9.65	0	67.90	77.54
D1 – E	178.77	0.00	2.067	5.21	3.281	5	8.28	0.2752	2.28	0	77.54	79.82
A2	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A2 – B2	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B2 – C2	83.31	53.29	1.049	9.43	8.858	8	16.86	1.8230	30.73	0	59.82	90.55
C2 – D2	136.60	59.56	1.38	8.93	8.858	10	18.86	1.1968	22.57	0	90.55	113.12
D2 – F	196.16	0.00	1.61	9.43	3.281	5	8.28	1.1034	9.14	0	113.12	122.25
A3	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A3 – B3	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B3 – C3	83.31	53.29	1.049	9.43	8.858	8	16.86	1.8230	30.73	0	59.82	90.55
C3 – D3	136.60	59.56	1.38	8.93	8.858	10	18.86	1.1968	22.57	0	90.55	113.12
D3 – G	196.16	0.00	1.61	9.43	3.281	5	8.28	1.1034	9.14	0	113.12	122.25
A4	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A4 – B4	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B4 – C4	83.31	53.29	1.049	9.43	8.858	8	16.86	1.8230	30.73	0	59.82	90.55
C4 – D4	136.60	59.56	1.38	8.93	8.858	10	18.86	1.1968	22.57	0	90.55	113.12
D4 – H	196.16	0.00	1.61	9.43	3.281	5	8.28	1.1034	9.14	0	113.12	122.25
A5	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A5 – B5	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B5 – C5	83.31	53.29	1.049	9.43	8.858	8	16.86	1.8230	30.73	0	59.82	90.55
C5 – D5	136.60	59.56	1.38	8.93	8.858	10	18.86	1.1968	22.57	0	90.55	113.12
D5 – I	196.16	0.00	1.61	9.43	3.281	5	8.28	1.1034	9.14	0	113.12	122.25
A6	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A6 – B6	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B6 – C6	83.31	53.29	1.049	9.43	8.858	8	16.86	1.8230	30.73	0	59.82	90.55
C6 – D6	136.60	59.56	1.38	8.93	8.858	10	18.86	1.1968	22.57	0	90.55	113.12
D6 – J	196.16	0.00	1.61	9.43	3.281	5	8.28	1.1034	9.14	0	113.12	122.25
A7	0.00	40.00	1.049	4.53	0.9843	2	2.98	0.4691	1.40	0.43	51.02	52.85
A7 – B7	40.00	43.31	1.049	4.53	8.858	6	14.86	0.4691	6.97	0	52.85	59.82
B7 – C7	83.31	53.29	1.049	9.43	8.858	8	16.86	1.8230	30.73	0	59.82	90.55
C7 – D7	136.60	59.56	1.38	8.93	8.858	10	18.86	1.1968	22.57	0	90.55	113.12
D7 – K	196.16	0.00	1.61	9.43	3.281	5	8.28	1.1034	9.14	0	113.12	122.25
E - F	178.77	185.81	2.067	5.21	11.29	12	23.29	0.2752	6.41	0	79.82	86.23
F - G	364.58	199.87	2.469	7.45	11.29	20	31.29	0.4329	13.54	0	86.23	99.78
G - H	564.44	202.66	4.026	4.34	11.29	20	31.29	0.0898	2.81	0	99.78	102.59
H - I	767.10	209.02	4.026	5.89	11.29	30	41.29	0.1585	6.54	0	102.59	109.13
I - J	976.13	210.35	6.065	3.31	11.29	30	41.29	0.0336	1.39	0	109.13	110.52
J - K	1186.48	212.24	6.065	4.02	11.29	30	41.29	0.0483	1.99	0	110.52	112.51
K - L	1398.71	500	6.065	4.74	59.06	74	133.06	0.0654	8.71	0	112.51	121.22
L - M	1898.71	0	6.065	6.43	59.55	74	133.55	0.1152	15.38	11.35	121.22	147.95

Tabla 3.6 – Cálculo Hidráulico de Área de Diseño



De ésta manera tenemos nuestro punto de operación mínima para asegurar que nuestro sistema funcione de manera óptima y cumpliendo con las normas establecidas por la NFPA:

$$Q_{Diseño} = 1898.71 \text{ gpm}$$

$$P_{Diseño} = 148 \text{ psi}$$

Como podemos observar nuestro caudal de diseño es mayor a 1500 gpm por ende debemos seleccionar una bomba listada UL/FM tal y como indica la norma, sin embargo, debido a que nuestro caudal no tiene un valor comercial, utilizaremos el caudal de diseño comercial siguiente en nuestra lista de Curvas, el cual es de 2500 gpm.

Ahora que tenemos nuestro caudal de diseño debemos recalcular nuestro punto de operación y verificar que este nuevo caudal no afectara la velocidad del flujo y estar dentro de lo recomendado para su operación.

Utilizaremos la Longitud equivalente en el último punto del cálculo

$$L_{equiv} = 147.55 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia por fricción mediante la ecuación (2.13).

Diámetro interior del tubo de 6" = 6.065" Según Tabla 2.3.

Se tiene que verificar la velocidad de flujo en este punto, debido a que debe ser menor a la recomendada según norma 7.5 m/s y el caudal a aumentado al haberse redondeado a 2500 gpm

$$Q = V.A$$

Despejamos la velocidad

$$V_L = \frac{Q}{A} = \frac{2500 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.154 \text{ m})^2}{4} \right)} = 8.47 \frac{\text{m}}{\text{s}} > 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por lo tanto, se debe cambiar el valor del diámetro a la medida inmediatamente mayor, siendo esta de 8'' = 7.981''

$$J_{K-L} = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (2500 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (7.981 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.0503 \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15).

$$P_T = J_{K-L} L_{equiv} = 0.0503 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (147.55 \text{ ft}) = 7.43 \text{ psi}$$

La pérdida por elevación en este punto se calcula por la longitud vertical de tubería del sistema, en este caso:

$$P_{elev} = 8.00 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ psi}}{0.7048 \text{ m}} \right) = 11.35 \text{ psi}$$

Luego de obtener las pérdidas parciales calculamos la pérdida total de altura utilizando la ecuación (2.16).

$$P_L = P_i + P_T + P_{elev}$$

$$P_L = 121.22 \text{ psi} + 7.43 \text{ psi} + 11.35 \text{ psi} = 139.99 \text{ psi} = 140 \text{ psi}$$

A su vez verificamos la velocidad de flujo en este punto, debido a que debe ser menor a la recomendada según norma 7.5 m/s

$$Q = V \cdot A$$

Despejamos la velocidad

$$V_L = \frac{Q}{A} = \frac{2500 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.203 \text{ m})^2}{4} \right)} = 4.89 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De ésta manera aseguramos que nuestro cálculo hidráulico en este punto es correcto y no presentara vibraciones en la tubería ni recalentamiento del flujo.

De ésta manera hemos comprobado que para un caudal de diseño de 2500 Gpm el flujo en nuestra tubería de 8" cumple con lo indicado en norma, además hemos calculado las nuevas pérdidas que serían generados dándonos un nuevo punto de operación para seleccionar nuestro equipo de bombeo:

$$Q_{Diseño} = 2500 \text{ gpm}$$

$$P_{Diseño} = 140 \text{ psi}$$

Con éste punto de operación seleccionamos un equipo de bombeo y veremos si cumple todas las condiciones mínimas para su óptimo funcionamiento.

Para ello construiremos la curva de operación de nuestro sistema usando la siguiente ecuación para iterar valores superiores e inferiores al punto de corte de nuestro sistema.

$$Q = Q_{BB} \sqrt{\frac{P_Z - P_{elev}}{P_{BB} - P_{elev}}}$$

Donde tenemos:

$$P_{elev} = 11.35 \text{ psi}$$

$$Q_{bb} = 2500 \text{ gpm}$$

$$P_{bb} = 140 \text{ psi}$$

Empezamos dando un primer valor de 120 psi para calcular el caudal en este punto utilizando la ecuación y reemplazando valores:

$$Q = 2500 \text{ gpm} \sqrt{\frac{120 \text{ psi} - 11.35 \text{ psi}}{140 \text{ psi} - 11.35 \text{ psi}}} = 2297.47 \text{ gpm}$$

Seguimos dando valores superiores e inferiores al punto de operación y obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 3.3

*Curva de operación del sistema*

P (psi)	P (ft)	Q (gpm)
120	276.8	2297.47
130	299.9	2400.87
140	322.9	2500
150	346.00	2595.35
160	369.1	2687.31

Fuente: Elaboración propia

Construimos la curva de operación de nuestro sistema contra incendio dando los puntos obtenidos en la Tabla 3.3.

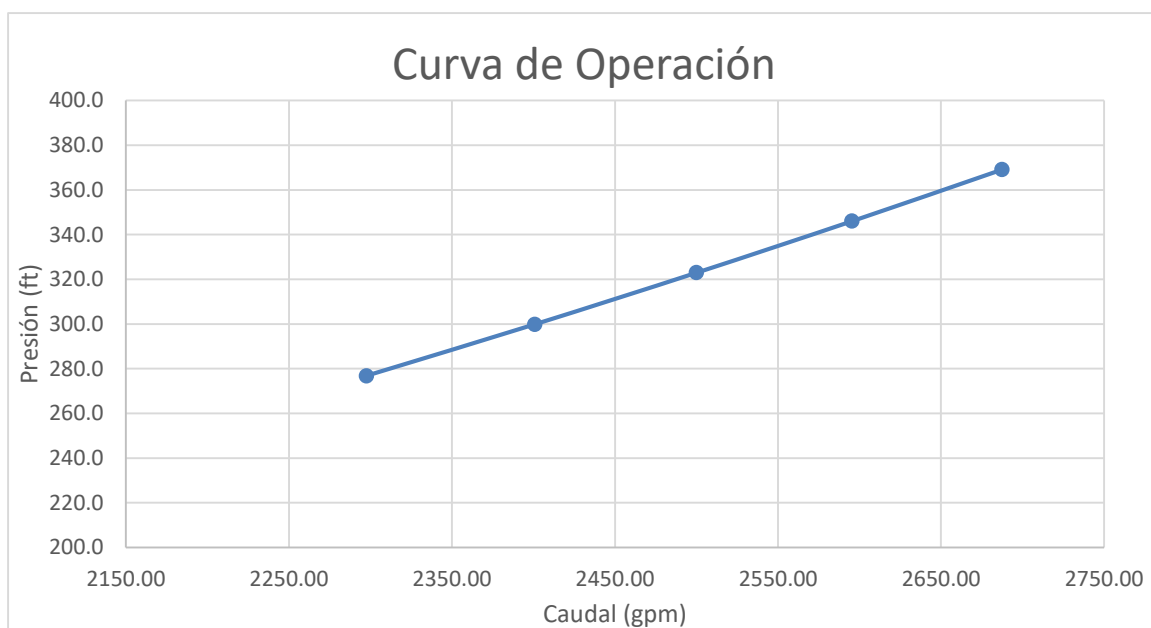


Figura 3.5. Curva de operación de sistema contra incendio

Fuente: Elaboración propia

Con la curva de operación obtenida seleccionaremos el equipo más adecuado para ésta aplicación, intersectando la curva del sistema con la curva de la bomba seleccionada verificaremos el punto óptimo del sistema de bombeo.

De ésta manera como se indica en la Figura 3.6 podemos observar que éste equipo seleccionado intersecta a la curva del sistema en el punto óptimo de  $Q = 2500$  Gpm y  $ADT = 380$  pies<sup>2</sup> o su equivalente 164.74 psi, siendo este nuestro punto de operación del sistema contra incendio calculado.

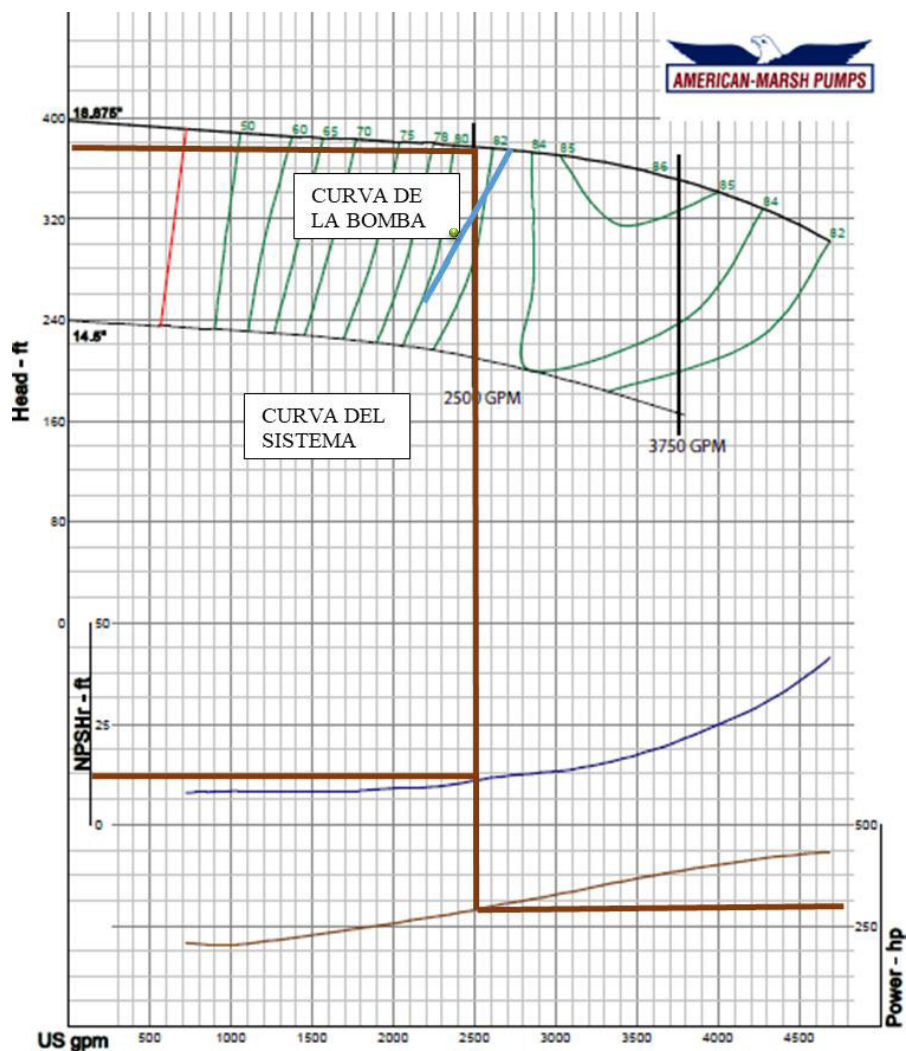


Figura 3.6. Curva característica de bomba contra incendio seleccionada.

Fuente: Catalogo de bombas American Marsh

Podemos ver que ésta es la curva característica que se acomoda a nuestro requerimiento, siendo este equipo una Bomba tipo CARCAZA PARTIDA marca

AMERICAN MARSH modelo 8 x 10 – 18 PD - HD ya que el área de instalación permite tener la succión y la descarga en la misma línea, además este tipo de bombas son muy convenientes en el tema de mantenimiento, ya que facilitan al personal su mantenimiento. Además, la instalación se podrá realizar de una manera más eficiente ya que este tipo de instalación no generara tanta presión axial en los rodamientos de la bomba al ser de tipo en donde el flujo de succión y descarga está en la misma línea.

Cabe resaltar que se dispuso de las curvas de esta bomba para caudales de 500, 1250, 1500 y 2500 gpm, y siendo nuestro caudal calculado de 1662.74 gpm, la única alternativa disponible era la curva de la bomba de 2500 gpm.

Vemos que para este punto de operación la curva característica que más se acomoda usa un impulsor de 18.875 pulgadas de diámetro, para verificar el punto de operación usamos según normas los parámetros de diseño que deben cumplir.

La norma NFPA indica que nuestra bomba contra incendio debe cumplir al 150% del caudal Nominal la presión deberá ser mayor al 65% de la presión nominal. Y para el 0% del Caudal debemos tener una presión menor al 140% de la presión normal.

Verificamos en la curva característica de la bomba contra incendio para el primer punto de operación al 150% tenemos un caudal de 3,750 gpm y una altura de 350 ft o su equivalente de 152 psi, siendo este valor superior al 65% de la capacidad nominal por lo que, si cumple, ahora vemos que al 0% de caudal tenemos una altura de 400 ft o su equivalente 173 psi lo cual es menor al 140% de la altura nominal de nuestra bomba contra incendio.

Así verificamos que nuestra bomba contra incendio seleccionada cumple con los requerimientos indicados de la norma NFPA.

Ahora calcularemos el valor del NPSH disponible de nuestro sistema para verificar que nuestra bomba no sufra problemas de cavitación en el momento de la operación del sistema.

De la curva en la Figura 3.6 tenemos el valor del NPSH requerido de nuestra bomba contra incendio, el cual tiene un valor de 12.5 ft

Calculamos el NPSH disponible en el sistema para nuestra succión.

$$NPSH_{disp} = P_{atm} - P_v - h_p + h_s$$

Tenemos los siguientes datos:

$$P_{atm} = 14.70 \text{ psi}$$

$$P_{vapor} = 0.52 \text{ psi}$$

El valor de pérdidas lo calcularemos de la instalación de la tubería de succión que será de 8" para nuestro sistema, calculamos el valor de las pérdidas en la tubería de succión.

$$L_t = 2.5 \text{ m}$$

$$D_t = 8''$$

$$\text{Accesorios} = 1 \text{ Válvula Compuerta de } 8''$$

Longitud equivalente de accesorios (compuerta de 8" = 4 ft) Según tabla 2.4.

Hallamos la longitud equivalente para este punto usando la ecuación (2.14)

$$L_{equiv} = L_T + L_{acces} = 2.5 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} + 4 \text{ ft} = 12.20 \text{ ft}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de resistencia mediante la ecuación

(2.13) para la tubería de succión de nuestra bomba.

Diámetro interior del tubo de 8" = 7.981" Según Tabla 2.2.

$$J_s = \frac{4.52 Q^{1.85}}{C^{1.85} \phi^{4.87}} = \frac{4.52 (2500 \text{ gpm})^{1.85}}{(120)^{1.85} (7.981 \text{ pulg})^{4.87}} = 0.0503 \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Una vez obtenido este valor hallamos las pérdidas totales en nuestro punto utilizando la ecuación (2.15)

$$h_p = J_s L_{equiv} = 0.0503 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} (12.20 \text{ ft}) = 0.614 \text{ psi}$$

Luego de obtener este valor calculamos la altura de succión que ira con signo positivo debido a que la cisterna de este sistema de bombeo tiene succión positiva y se encuentra por encima del nivel de la bomba.

$$h_s = 2.5 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right) = 8.202 \text{ ft}$$

Ahora verificamos la velocidad de flujo en este punto, para ello utilizamos la ecuación (2.17),

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{2500 \text{ gpm} \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \left( \frac{0.003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{\pi \cdot \left( \frac{(0.203 \text{ m})^2}{4} \right)} = 4.89 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Luego de haber calculado todos estos valores obtenemos nuestro NPSH disponible resolviendo la ecuación.

$$NPSH_{disp} = P_{atm} - P_v - h_p + h_s$$

Reemplazamos valores:

$$NPSH_{disp} = 14.70 \text{ psi} - 0.52 \text{ psi} - 0.614 \text{ psi} + 8.202 \text{ psi}$$

$$NPSH_{disp} = 21.768 \text{ psi}$$



Comparamos este valor con el NPSH requerido de nuestra bomba:

$$NPSH_{disp} = 21.768 \text{ psi} \frac{0.7048 \text{ m}}{1 \text{ psi}} \left( \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right)$$

$$NPSH_{disp} = 50.33 \text{ ft} > NPSH_{req} = 12.5 \text{ ft}$$

De esta manera verificamos que nuestra bomba seleccionada no presentara problemas de cavitación debido a que su valor de NPSH es mayor al requerido, además podemos reafirmar que siempre que la succión sea positiva para un sistema de bombeo existe menor posibilidad a que nuestro sistema pueda sufrir problemas por cavitación.

Como podemos observar nuestra bomba seleccionada cumple con todos los parámetros hidráulicos requeridos para asegurar su óptimo funcionamiento en el sistema contra incendio que tenemos y a su vez garantizar que cumpla con todos los parámetros mínimos que indica la Norma NFPA.

### 3.5. Discusión de Resultados

De los resultados obtenidos podemos observar que el caudal nominal obtenido del cálculo hidráulico es de 1898.71 gpm sin embargo se genera la discusión si deberíamos usar éste caudal como el nominal, pues en el mercado de bombas contra incendio se generan caudales nominales estandarizados, es por ello que se decide usar una bomba de 2500 gpm, ya que en nuestro listado de Curvas de la Marca AMERICAN MARSH, los caudales a usar eran de 1000, 1250, 1500 y 2500 gpm.

Respecto a este tema, se debe considerar que hidráulicamente el punto de operación va a tender a ser superior que el hallado de forma teórica ya que muchas veces no se consideran algunos parámetros a detalles ni condiciones ambientales que pueden variar el valor final, haciendo que valor del caudal hallado muchas veces requiera un pequeño factor de servicio antes de la selección de la bomba, es debido a esta disposición que siempre cuando se realiza una selección de equipos de bombeo se dice que cuando un punto de operación se encuentra entre dos curvas características se debe tomar la superior inmediata y así poder tener un margen de error menor al momento de comprobar la capacidad del equipo.

Siguiendo este principio es que seleccionamos un equipo con el caudal nominal superior inmediato que es de 2500 gpm, ahora bien una vez seleccionado el caudal nominal debemos considerar que nuestra altura dinámica total en nuestra curva de operación también va a variar ya que estamos calculando un nuevo punto de operación es por ello que realizamos el cálculo de esta variación en la parte más crítica del sistema y en donde depende las condiciones hidráulicas que tenga el equipo y esto es en el cuarto de bombas.

En el cuarto de bombas se realizó nuevamente el cálculo de la altura dinámica total del sistema para esta nueva condición de caudal verificando las pérdidas por fricción y accesorios que tendremos así como la velocidad de flujo que tendremos en nuestro sistema y ver si este cumple la condición que indica la norma en donde la velocidad del fluido debe ser menor a 7.5 m/s, ya que de no ser así, se tendría que seleccionar la tubería del diámetro inmediato superior, como sucedió en este caso, donde cambiamos la medida de 6" a 8".

Con ésta nueva condición obtenemos el nuevo punto de operación del equipo como  $Q = 2500$  gpm,  $ADT = 140$  psi y es en éste punto de operación donde verificaremos las

condiciones hidráulicas del equipo según NFPA las cuales cumplen sin ningún inconveniente, así como también el valor del NPSH disponibles es mayor que el requerido lo cual nos asegura que nuestro equipo no tendrá problemas de cavitación cuando se encuentre en funcionamiento.

## CONCLUSIONES

- a) Se consideró en esta planta de cogeneración de que la caldera funcione con gas natural como combustible, requiriendo entonces una disposición de equipos para el transporte y proceso de este, así mismo la Turbina fue considerada a escala, considerando una Potencia Nominal de 7 MW, la cual serviría para abastecer de energía eléctrica a la empresa láctea y permita generar una magnitud de energía térmica de valor suficiente para abastecer a 3 pasteurizadores de 5000 L/h de leche.
- b) Se consideraron los equipos necesarios para una planta de cogeneración, los cuales se dividieron en Zona de Calderas y Zona de Generación, pudiendo observar que la línea de pasteurización requerirá vapor a 300 kPa para su operación, por lo que esta área también comprende un Riesgo Extra II.
- c) Se realizó el cálculo hidráulico de la red de tuberías del Sistema Contra incendio, considerando un área de Diseño de 2500 pies<sup>2</sup> a una densidad de 0.4 gpm/pie<sup>2</sup> según lo especificaba en la Curva de Riesgo Extra II.
- d) Se obtuvo en el cálculo hidráulico instancia un caudal de  $Q = 1898.71$  Gpm, ADT = 147.95 Psi.
- e) Se graficó la curva del sistema usando el método iterativo a partir del punto de operación nominal, se dieron valores de ADT superiores e inferiores al nominal, variando en un dominio de 120 a 160 psi, obteniendo un rango de valores de caudal de 2297.47 a 2687.31 gpm para obtener nuevos valores de caudal y así poder graficar los distintos puntos.

- f) Se seleccionó para el punto de operación  $Q = 2500$  gpm,  $ADT = 140$  psi una bomba contra incendio del tipo carcasa partida marca AMERICAN MARSH modelo 8-10 HD acoplada a un motor eléctrico 300 HP que nos da una eficiencia del 81% en estas condiciones, siendo estos valores apreciados en la curva
- g) Se verificó que nuestra bomba contra incendio seleccionada cumple con los requerimientos indicados en la norma NFPA ya que en la curva característica de la bomba para el primer punto de operación al 150% tenemos un caudal de 3,750 gpm y una altura de 152 psi SUPERIOR a 91 que es el 65% de la capacidad nominal, y que al 0% de caudal tenemos una altura de 173 psi, valor que es INFERIOR a 196 psi que es el 140% de la altura nominal, de nuestra bomba contra incendio.
- h) Se realizó el cálculo del NPSH disponible de nuestro sistema obteniendo el valor de 50.33 ft el cual es mayor al NPSH requerido por nuestra bomba que es de 12.5 ft de ésta manera verificamos que nuestro equipo no tendrá problemas de cavitación al momento de su funcionamiento.

## **RECOMENDACIONES**

- Se recomienda que, en caso de requerir una potencia generada de mayor valor, se verifiquen las nuevas dimensiones de los equipos principales, ya que podría hacer cambiar la disposición del sistema contra incendio
- Se recomienda realizar de forma simultánea un cálculo hidráulico mediante un software y realizar un análisis comparativo en los datos obtenidos para así poder realizar mejoras en el diseño y la instalación del sistema.
- Se recomienda realizar un análisis de factibilidad y viabilidad del proyecto realizado respecto a sistemas similares.

## REFERENCIAS

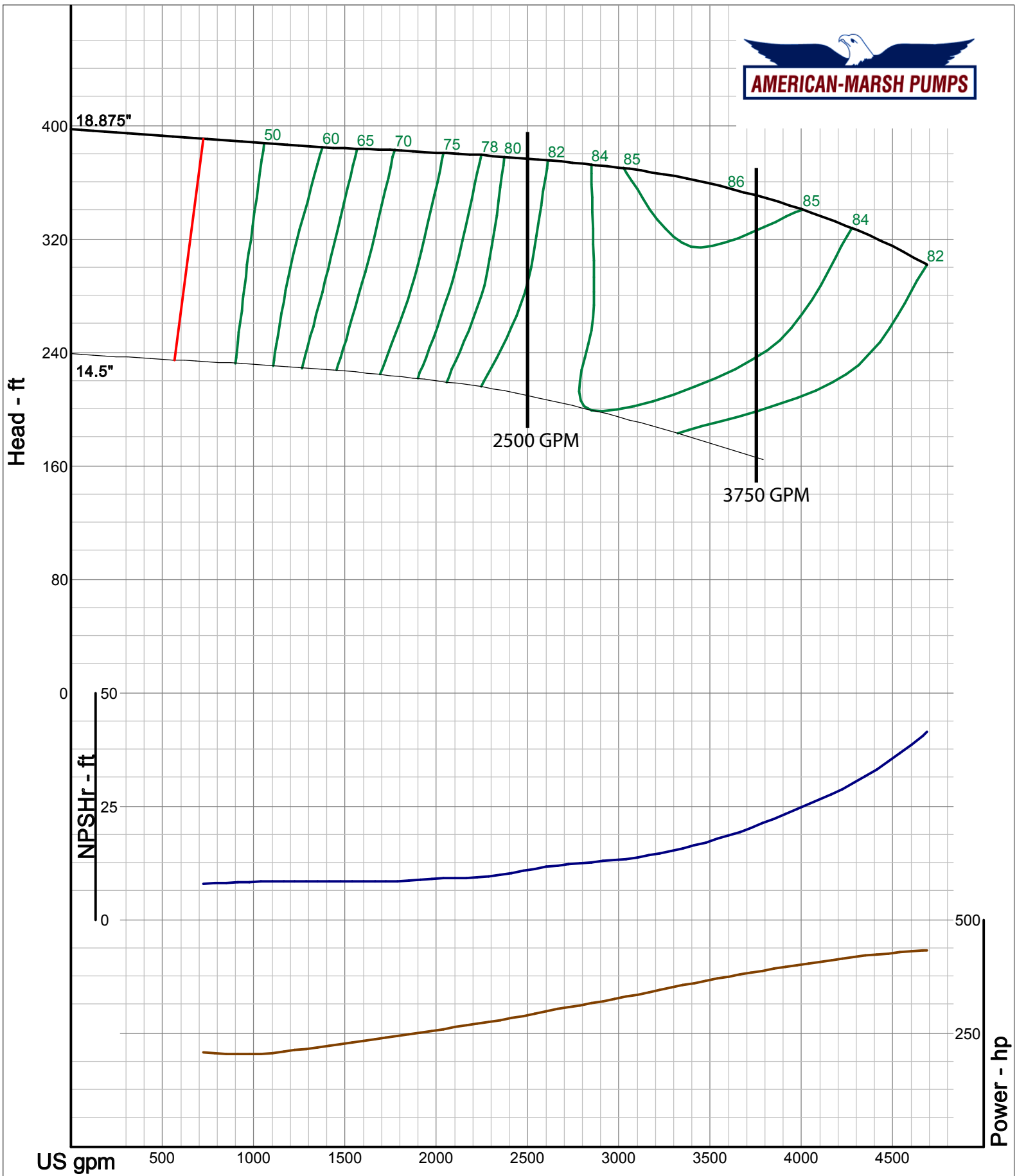
- Carson, W. (2008) Sistema de protección contra incendio manual para inspecciones, pruebas y mantenimiento. Mexico: Thompson.
- Cengel, Y. y Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. Mexico: McGraw-Hill
- Crespo, A. (2006). *Mecánica de fluidos*. Mexico: Thompson.
- Dixon, S. (1998) *Mecánica de fluidos y termodinámica de turbomáquinas*. Mexico McGraw-Hill
- Kenneth, J. (1992). *Bombas, seleccion, uso y mantenimiento*. Mexico: McGraw-Hill.
- Mataix, C. (2008) *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: ICAI
- Vargas, G (2018) *Cogeneración Solar en la Industria Alimentaria*
- Mott, R. (2006). *Mecánica de Fluidos*. Mexico: Pearson.
- National Fire Protection Association NFPA 13. (2013). *Norma para la Instalación de Sistemas de Rociadores*. Quincy, MA.
- National Fire Protection Association NFPA 14. (2013). *Norma para la Instalación de Sistemas Vertical y de Mangueras*. Quincy, MA.
- National Fire Protection Association NFPA 20. (2013). *Norma para la Instalación de Bombas Estacionarias de Protección contra Incendios*. Quincy, MA.
- Potter, M y Wiggert, D. (2002). *Mecánica de Fluidos*. Mexico: Thompson.
- Rocha, A. (1975). *Hidráulica de Tuberías y Canales*. Lima: LIBUNI
- Sotelo, G. (1997). *Hidráulica General*. Mexico: Limusa.

## **ANEXOS**

### **ANEXO A**

**Data sheet de la bomba contra incendio seleccionada**





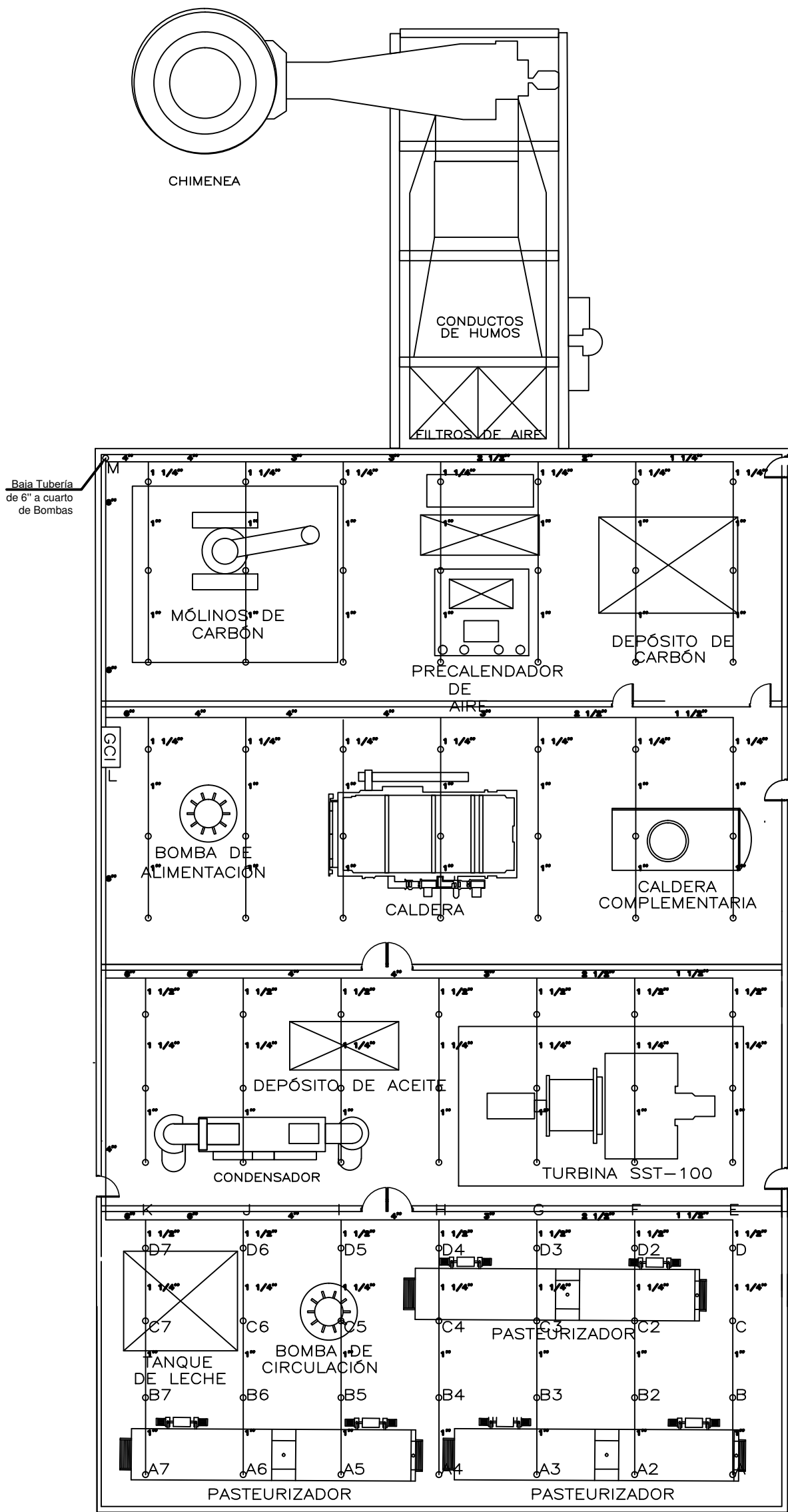
American-Marsh Pumps  
2500 GPM Fire Protection (135 - 168 PSI)  
Flex-Coupled Horizontal Single Stage Split Case

Size: 8x10-18 FP-HD  
Speed: 1760 rpm

Curve: CS-15555

## **ANEXO B**

### **Planos del Sistema contra incendio**



LEYENDA

TUBERIA DE ACERO AL CARBONO SCH40 PARA AGUA CONTRA INCENDIO.

TUBERIA DE ACERO AL CARBONO SCH40 PARA DRENAJE DEL SISTEMA

GCI

ESPECIFICACIONES TECNICAS

1.-LA INSTALACION DE LOS ROCIADORES SEGUIRA LAS NORMAS NFPA13.

2.-SE HA CALCULADO EL SISTEMA CONSIDERANDO TIPO DE RIESGOS: ORDINARIO EN ESTACIONAMIENTOS

3.-LAS VALVULAS QUEDARAN EN SITIOS ACCESIBLES Y DE FACIL IDENTIFICACION SI ESTAN ABIERTAS.

4.-TODOS LOS GABINETES SERAN ABASTECIDOS CON TUBERIA DE 1½", LA TOMA DE BOMBEROS INCLUYEN UNA VALVULA ANGULAR DE #2½

5.-PARA LA INSTALACION DE LAS TUBERIAS COLGADAS O ADOSADAS DEL SISTEMA DE AGUA CONTRA INCENDIO, EL INSTALADOR DEBERA CONSIDERAR LO SIGUIENTE:

- COLGADORES Y SOPORTES

\* SERAN DE FIERRO GALVANIZADO EN CALIENTE Y FABRICADOS PARA SOPORTAR UNA CARGA IGUAL A 5 VECES EL PESO DE LA TUBERIA LLENA DE AGUA 115kg EN CADA PUNTO DE SOPORTE.

- CONSIDERACIONES SISMICAS

\* PARA PREVENIR LOS DAÑOS A LA RED EN CASO DE MOVIMIENTO SISMICO, EL INSTALADOR DEBERA RIGIDIZAR LAS REDES HORIZONTALES, UTILIZANDO TIRANTES Y SOPORTES CON UN ESPACIAMIENTO MÁXIMO DE 12m ENTRE SOPORTES Y/O TIRANTES.

7.-EN LOS PUNTOS EN QUE SE PUEDA TRANSMITIR TENSION A LA RED GENERADOS POR MOVIMIENTOS DIFERENCIALES DEL EDIFICIO, DEBERA UTILIZARSE UNIONES FLEXIBLES.

8.-SE DEBERA DEJAR PREVISTA UNA CONEXION DE PRUEBA DE 1" CON VALVULA DE GLOBO Y UN MANOMETRO EN EL PUNTO MAS EXTREMO AL SUMINISTRO DE AGUA DE LA RED DE SPRINKLERS, DEBIENDO DIRIGIRSE LA SALIDA AL PUNTO MAS CERCANO DE DRENAJE O AL EXTERIOR. LA VALVULA DE PRUEBA DEBERA SER ACCESIBLE.

1					PROFESIONAL					CAMERA:   <
---	--	--	--	--	-------------	--	--	--	--	--